

**VERGLEICHENDE UNTERSUCHUNGEN AN EINEM
PLATTENWÄRMEAUSTAUSCHER AUS KUNSTSTOFF
FÜR FLÜSSIGE UND GASFÖRMIGE MEDIEN**

Der Technischen Fakultät
der Universität Erlangen-Nürnberg
zur Erlangung des Grades
Doktor-Ingenieur

vorgelegt von
Jochen Schwiering

Erlangen, 1980

**VERGLEICHENDE UNTERSUCHUNGEN AN EINEM
PLATTENWÄRMEAUSTAUSCHER AUS KUNSTSTOFF
FÜR FLÜSSIGE UND GASFÖRMIGE MEDIEN**

Der Technischen Fakultät
der Universität Erlangen-Nürnberg
zur Erlangung des Grades
Doktor-Ingenieur

vorgelegt von
Jochen Schwiering

Erlangen, 1980



Als Dissertation genehmigt von
der Technischen Fakultät
der Universität Erlangen-Nürnberg

Tag der Einreichung:	18.06.1980
Tag der Promotion:	07.08.1980
Dekan:	Prof. Dr.-Ing. H. Niemann
Berichterstatter:	Prof. Dr.-Ing. H. Kremer
	Prof. Dr. S. Peter

Vorwort

Die vorliegende Dissertation entstand während meiner Tätigkeit als wissenschaftlicher Assistent am Lehrstuhl für Apparatetechnik und Anlagenbau der Universität Erlangen-Nürnberg.

Mein besonderer Dank gilt meinem hochverehrten Lehrer, Herrn Professor Dr.-Ing. E. Klapp, der die Anregung zu dieser Arbeit gab, für seine Unterstützung und richtungsweisende Betreuung. Viel zu früh, im Alter von 45 Jahren, verstarb Herr Professor Klapp am 28. Juni 1979. In bewußter Kenntnis seiner schweren Krankheit hat er bis zuletzt diese Arbeit gefördert und einen Weg bereitet für die Fertigstellung.

Herrn Professor Dr.-Ing. H. Kremer, Inhaber des Lehrstuhls für Energieanlagentechnik der Ruhr-Universität Bochum und Herrn Professor Dr. S. Peter, Lehrstuhl für Technische Chemie der Universität Erlangen-Nürnberg, gilt mein aufrichtiger Dank für die Beratung und Anleitung, durch die die vorliegende Arbeit zum Abschluß gebracht werden konnte.

Die Arbeit entstand im Rahmen von zwei Forschungsvorhaben, die vom Bundesministerium für Forschung und Technologie und der Max-Buchner-Forschungsstiftung finanziell gefördert wurden.

Schließlich bedanke ich mich bei allen Mitarbeitern des Lehrstuhls für Apparatetechnik und Anlagenbau, die zum Gelingen dieser Arbeit beigetragen haben.

Erlangen, im Mai 1980

Inhaltsverzeichnis

		<u>Seite</u>
0	Einleitung	1
1	Problemstellung und Zielsetzung der Arbeit	3
2	Erfahrungsstand beim Bau und Betrieb von Wärmeübertragern aus Kunststoff	7
3	Plattenwärmeübertrager (PWÜ)	10
3.1	Überblick über die Entwicklung	10
3.2	Aufbau und Wirkungsweise	10
3.3	Plattenschaltungen	11
3.4	Industrielle Anwendung	13
3.5	PWÜ im Vergleich zu Rohrbündelwärmeübertragern	14
4	Beschreibung des Versuchs-PWÜ	15
4.1	Wärmeaustauschplatte	15
4.1.1	Geometrische Abmessungen der Platte	16
4.1.2	Geometrische Abmessung des Strömungskanals	18
4.1.3	Wärmeleitfähigkeit des Plattenwerkstoffes	20
4.2	Plattengestell	21
4.3	Tabellarische Zusammenstellung der Platten- und Kanalgeometrie	23
5	Werkstoffauswahl für Wärmeaustauscher aus Kunststoff	24
6	Dynamische Bauteilprüfung der Versuchsplatten	32
6.1	Betriebsfestigkeit von Kunststoffplatten für PWÜ	32
6.2	Versuchsaufbau	33
6.3	Versuchsdurchführung	35
6.4	Beurteilung der Versuchsergebnisse	36
7	Wärmeübertragung im PWÜ	40
7.1	Wärmeleitung durch die Platte	40
7.2	Wärmeübergang im PWÜ	41
7.3	Messung der Wärmeübertragung	45
7.3.1	Experimentelle Bestimmung des Wärmedurchgangskoeffizienten k	45
7.3.2	Experimentelle Bestimmung des Wärmeübergangskoeffizienten	46

7.4	Verwendete Stoffdaten	53
7.4.1	Stoffdaten von Wasser	53
7.4.2	Stoffdaten von Luft	54
8	Druckverlust im PWÜ	57
8.1	Druckverlust-Verteilung im PWÜ	57
8.2	Druckverlust in Spaltkanälen bei laminarer und turbulenter Strömung	58
8.2.1	Druckverlust bei laminarer Strömung	59
8.2.2	Druckverlust bei turbulenter Strömung	59
8.2.3	Dimensionslose Gleichungen zur Darstellung des Druckverlustes	60
9	Untersuchung des Versuchs-PWÜ mit Wasser	62
9.1	Beschreibung des Versuchsaufbaus	62
9.2	Verwendete Meßgeräte	64
9.2.1	Durchflußmessung	64
9.2.2	Temperaturmessung	65
9.2.3	Druckmessung	66
9.3	Versuchsdurchführung	66
9.3.1	Warmversuche	66
9.3.2	Auswertung der Warmversuche	68
9.3.3	Druckverlustmessungen	71
9.3.4	Auswertung der Druckverlustmessungen	71
9.4	V Versuchsergebnisse der thermohydraulischen Untersuchung	73
10	Untersuchung des Versuchs-PWÜ mit Luft	80
10.1	Beschreibung der Versuchsanlage	80
10.2	Meßeinrichtungen	83
10.3	Versuchsdurchführung	86
10.3.1	Warmversuche	86
10.3.2	Auswertung der Warmversuche	87
10.3.3	Druckverlustmessungen	89
10.3.4	Auswertung der Druckverlustmessungen	90
10.4	Zusammenfassung der Versuchsergebnisse	90
11	Zusammenhang zwischen Wärmeübergang und Druckverlust	99
12	Vergleich zwischen PWÜ aus Kunststoff und Stahl für flüssige und gasförmige Medien	103

13	Einsatzmöglichkeiten für Kunststoff-PWÜ in raumluft- und prozeßlufttechnischen Anlagen	109
14	Zusammenfassung der erzielten Ergebnisse	112
15	Verwendete Formelzeichen	113
16	Literaturverzeichnis	115

Einleitung

Die drastisch gestiegenen Energiekosten, als Folge der um das vielfache gewachsenen Rohölpreise innerhalb weniger Jahre machen heute in Anlagen der Stoff- und Energieumwandlungsindustrie Wärmerückgewinnung wirtschaftlich, wo zuvor der Betrieb und die erforderliche Investition in zusätzliche Wärmeübertrager (WÜ) unrentabel gewesen ist.

Insbesondere solche Verfahren mit sehr großen Stoffströmen bei gleichzeitig niedrigem Temperaturniveau erfordern wegen der geringen Differenztemperatur zwischen den beiden Fluiden beträchtliche Wärmeaustauschflächen. Bei diesen Verfahren können erhebliche Wärmemengen zurückgewonnen werden, wenn es gelingt, die zusätzlichen Investitionen in die Wärmerückgewinnung zu reduzieren. Deutliche Kosteneinsparungen kann man erzielen, wenn einfach zu fertigende WÜ aus Kunststoff eingesetzt werden können. Von den konkurrierenden Bauarten wie Rohrbündel-, Spiral-, Doppelrohr- und Plattenwärmeübertragern (PWÜ) erscheint bei einer Kunststoffausführung der Plattenwärmeübertrager besonders geeignet zu sein.

Der Einsatz von Plast-WÜ bietet sich für Verfahren mit folgenden Prozeßbedingungen an:

- a) Wärmeübertragung im Temperaturbereich $< 120^{\circ}\text{C}$;
- b) geringe Druckdifferenzen zwischen den Medien;
- c) große Stoffströme;
- d) niedrige Temperaturdifferenz zwischen den Fluiden;
- e) starke Korrosionsbeanspruchung;
- f) Neigung zur Verkrustung und Verschmutzung.

In der thermischen Süßwassergewinnung aus Meerwasser erscheint ein PWÜ aus Kunststoff (PWÜ-K) zunächst besonders geeignet zu

sein. Aus Korrosionsgründen erfordert diese Technologie bislang die Verwendung teurer und schwer zu verarbeitender Werkstoffe wie z.B. Titan. Wegen der starken Inkrustation muß ein erheblicher Zuschlag auf die rechnerische Wärmeaustauschfläche gemacht werden, um die Standzeit zwischen den Reinigungsintervallen nicht zu kurz werden zu lassen. Ein Verschmutzungszuschlag infolge von Inkrustation kann wegen der hydrophoben Eigenschaft bei Kunststoffoberflächen entfallen.

Die Versuchsergebnisse des PWÜ-K beim Betrieb mit Wasser zeigen, daß ein Kunststoff-PWÜ besser für gasförmige Fluide geeignet ist. Aus diesem Grund ist ein zweiter Prüfstand gebaut worden, um den Kunststoffapparat beim Betrieb mit Luft zu untersuchen. Als praktischer Anwendungsfall ist besonders die Wärmerückgewinnung in der Heizungs- und Klimatechnik zu nennen. Auf diesem Sektor können noch erhebliche Energiemengen eingespart werden.

1 Problemstellung und Zielsetzung der Arbeit

Kunststoffe als Werkstoff zum Bau von Wärmeaustauschern haben im Vergleich zu Metallen zwei gravierende Nachteile, die zunächst die Verwendung von Plasten als ungeeignet erscheinen lassen. Sowohl die Wärmeleitfähigkeit als auch die Festigkeitskennwerte von Kunststoffen sind ungefähr zwei Zehnerpotenzen schlechter als die der Metalle. Zusätzlich ist die Festigkeit von Plasten außerordentlich temperaturabhängig. Die Verwendung ist auf niedrige Temperaturen begrenzt. Abbildung 1 zeigt mögliche Anwendungsgebiete für Kunststoffwärmeaustauscher unter Berücksichtigung der zulässigen mechanischen Beanspruchung in Abhängigkeit der Betriebstemperatur.

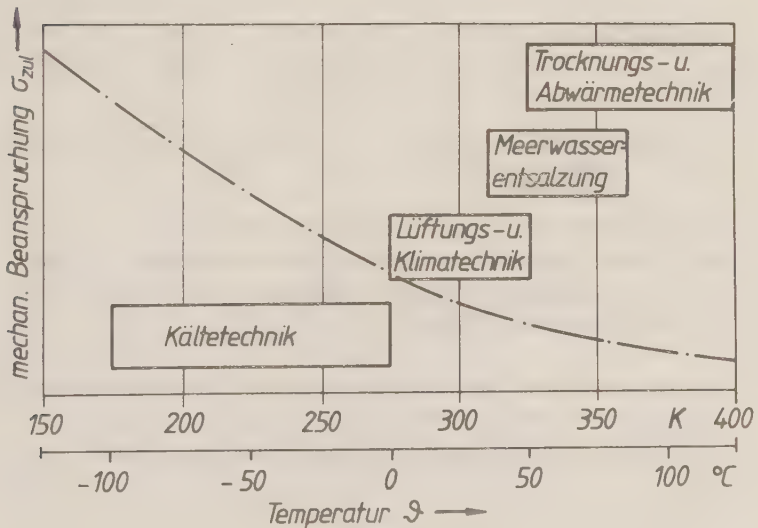


Abb. 1: Anwendungsgebiete für Wärmeübertrager aus Kunststoff

Die sehr niedrige Wärmeleitfähigkeit von Kunststoffen im Vergleich zu gebräuchlichen Werkstoffen des Wärmeaustauscherbaus verdeutlicht Abbildung 2.



Abb. 2: Wärmeleitkoeffizient λ für Werkstoffe des Apparatebaus

Die erforderliche Größe der Übertragungsfläche A eines WÜ ist jedoch nicht nur von dem Wärmeleitwiderstand $\frac{\delta}{\lambda_w}$ des Materials abhängig, vielmehr errechnet sie sich aus dem Wärmedurchgangswiderstand $\frac{1}{k}$.

Der auf eine mittlere Fläche bezogene Wärmedurchgangswiderstand ergibt sich bei Vernachlässigung einer möglichen Verschmutzung aus der Summe der drei Einzelwiderstände

$$\frac{1}{k_m} = \frac{1}{\alpha_1} \cdot \frac{A_m}{A_1} + \frac{\delta}{\lambda_w} + \frac{1}{\alpha_2} \cdot \frac{A_m}{A_2} \quad (1.1)$$

Beim untersuchten PWÜ vereinfacht sich (1.1) wegen der gleich großen Flächen auf der Kalt- und Warmseite zu

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda_w} + \frac{1}{\alpha_2}} \quad (1.2)$$

Ausgehend von dem Potenzansatz für den Wärmeübergang nach Nusselt

$$Nu_{1,2} = C_{1,2} \cdot Re_{1,2}^{m_{1,2}} \cdot Pr_{1,2}^{n_{1,2}} \quad (1.3)$$

und Einsetzen der Kennzahlen

$$Nu_L = \frac{\alpha \cdot d_L}{\lambda_F} \quad (1.4)$$

$$Re_L = \frac{w_L \cdot d_L}{\nu} \quad (1.5)$$

$$Pr = \frac{\nu}{a} \quad (1.6)$$

ergibt sich die explizite Abhängigkeit des Wärmedurchgangskoeffizienten k von der Strömungsgeschwindigkeit w .

$$k = \frac{1}{\frac{\nu_1^{m_1-n_1} \cdot a_1^{n_1}}{C_1 \cdot \lambda_{F1} \cdot d_{L1}^{m_1-1}} \cdot \frac{1}{w_1^{m_1}} + \frac{\delta}{\lambda_w} + \frac{\nu_2^{m_2-n_2} \cdot a_2^{n_2}}{C_2 \cdot \lambda_{F2} \cdot d_{L2}^{m_2-1}} \cdot \frac{1}{w_2^{m_2}}} \quad (1.7)$$

Unter Annahme, daß die Wärmeübergangsgleichung (1.3) gültig ist für den gesamten Bereich

$$0 < Re < \infty \quad \text{d.h.} \quad 0 < w < \infty$$

beträgt der Grenzwert des Wärmedurchgangs für unendlich große Strömungsgeschwindigkeit des warmen und kalten Fluides

$$\lim_{w_1, w_2 \rightarrow \infty} k = \frac{\lambda_w}{\delta}$$

und bei unendlich kleiner Strömungsgeschwindigkeit

$$\lim_{w_1, w_2 \rightarrow 0} k = 0$$

Daraus kann geschlossen werden, daß bei niedrigen Strömungsgeschwindigkeiten, d.h. bei kleinen Wärmeübergangskoeffizienten der Einfluß der geringen Wärmeleitfähigkeit von Kunststoffen nicht so gravierend ist.

Andererseits ist bei großen Strömungsgeschwindigkeiten, d.h. bei gutem Wärmeübergang das Glied $\frac{\lambda_w}{\delta}$ bestimmend für den Wärmedurchgang. Eine geringe Wärmeleitfähigkeit wird nur durch eine dünnere Wandstärke kompensiert. Zusammenfassend kann gesagt werden, Kunststoff-PWÜ lassen sich bevorzugt dort einsetzen, wo prinzipbedingt niedrige α -Werte - wie z.B. bei Gasen - auftreten.

In dieser Arbeit wird ein WÜ aus Kunststoff nach dem Bauprinzip des PWÜ untersucht. Die Schwerpunkte liegen in der Auswahl geeigneter Kunststoffe in Verbindung mit einer dynamischen Bauteilprüfung der WÜ-Platten, der strömungs- und wärmetechnischen Untersuchung beim Betrieb mit Wasser/Wasser und Luft/Luft und der Bewertung des Kunststoff-WÜ im Vergleich zu metallischen Apparaten.

2 Erfahrungsstand beim Bau und Betrieb von Wärmeübertragern aus Kunststoff

Wärmeübertrager mit Rohrbündeln aus Polytetrafluoräthylen (PTFE) und dem Fluorkunststoff FEP sind seit 15 Jahren auf dem Markt. Das Standardprogramm eines Herstellers umfaßt z.B. mittlerweile 48 Typen. Aus Festigkeitsgründen ist der äußere Rohrdurchmesser mit 2,5 bzw. 6,3 mm sehr gering ausgelegt; die Wandstärke beträgt 0,25 bzw. 0,65 mm. Der Mantel des Wärmeaustauschers wird je nach Einsatzzweck aus Edelstahl oder glasfaserverstärktem Polyester gefertigt. Eingesetzt werden diese Apparate für die Behandlung stark korrosiver Fluide wie Halogensäuren, Schwefelsäure, Salpetersäure usw. [1, 2, 3].

Die Verwendung von Kunststoffen zum Bau von Heizkörpern wird recht optimistisch beurteilt [4, 5]. Bei einer maximalen Vorlauftemperatur des Heizungswassers von 80 °C wird eine Lebensdauer von 10 Jahren erwartet, wenn der Wasserdruck auf 2 bar begrenzt wird. Nach Versuchen mit einer Vielzahl von Platten scheint die Verwendung von Polypropylen am aussichtsreichsten zu sein. Die niedrigeren Wärmedurchgangskoeffizienten erfordern eine um ca. 15 % vergrößerte Heizfläche im Vergleich zu konservativen Konstruktionen.

Ebenfalls für den Sanitärbereich bietet eine Firma Spiralrohrwärmeaustauscher aus Polyethylen für die Wärmerückgewinnung der Abluft in Lüftungsanlagen an [6].

Ausführlich berichtet Hapke [7] über die Entwicklung von Wärmeaustauschern aus Polyolefin-Kunststoffen. Er beurteilt den Einsatz von Polypropylen als Wärmeübertragerwerkstoff als erfolgversprechend auf den Gebieten der Klimatechnik und im Automobilbau zur Kühlung des Kühlmittelkreislaufs des Motors.

Die hohen Investitionskosten bei den vielstufigen Meerwasserentsalzungsanlagen können möglicherweise durch Ersetzen der teuren korrosionsbeständigen Metallegierungen durch Kunststoffe drastisch reduziert werden. Wood [8] untersucht u.a. die Verwendung von PP als Wärmeübertragungsfläche. Unter den gegebenen Versuchsbedingungen und bei Wassergeschwindigkeiten von ca. 1 m/s sind bei 4 mm dicken PP-Rohren k-Werte von 1200 W/m²K gemessen worden. Festigkeitsberechnung und Wirtschaftlichkeitsuntersuchungen gehen von einer 10-jährigen Nutzungsdauer aus. Ebenfalls für die Süßwassergewinnung aus dem Meer schlägt Beushausen [9, 10] Kunststoffwärmeaustauscher aus membrandünnen Folien vor.

Über die Erfahrung in einer Schwefelsäurefabrik mit einem Folienwärmeaustauscher aus 0,2 mm dicker PE-Folie berichten russische Autoren [11]. Die senkrecht angeordnete Folie wird auf der einen Seite mit 3%iger Schwefelsäure beaufschlagt und auf der anderen Seite mit Wasser gekühlt. Der Wärmedurchgang wird mit 600 W/m²K angegeben. Der Apparat ist ein Jahr störungsfrei betrieben worden.

In einer Studie [12] wird die Verwendung von glasfaserverstärkten und unverstärkten Kunststoffen zum Bau von luftgekühlten Kondensatoren geprüft. In Rußland haben Versuche an Kondensatoren aus Kunststoff in Kraftwerksanlagen befriedigende Ergebnisse gebracht [13]. Die Apparate sind aus Polypropylen; zur Erhöhung der Wärmeleitfähigkeit wurden dem Material ca. 10 % Zusätze an Blei- bzw. Zinkpulver zuge-mischt. Bei einer zulässigen Spannung von 1,8 N/mm² und 60° Betriebstemperatur wird eine Lebensdauer von 10 Jahren erwartet. Apparate für Drucke bis 6 bar und 100° Betriebs-temperatur sind in Entwicklung.

Bei einem in Amerika geplanten OTEC*-Kraftwerk wird die ge-

*) Offshore Thermal Energy Conversion

ringe Temperaturdifferenz von maximal 22 °C zwischen kaltem Tiefseewasser und wärmeren Oberflächenwasser zur Erzeugung elektrischer Energie genutzt. Wegen der geringen Temperaturdifferenz sind für das projektierte Kraftwerk Wärmeaustauscher mit einer Gesamtfläche von 370 000 m² erforderlich [14]. Ein wirtschaftlicher Betrieb ist nur denkbar, wenn die teuren meerwasserbeständigen Metallegierungen für die gewaltigen Wärmeaustauscher durch preisgünstige Kunststoffe substituiert werden können.

3 Plattenwärmeübertrager (PWÜ)

3.1 Überblick über die Entwicklung

Der Vorläufer des PWÜ wurde 1878 in Deutschland von Drache zum Patent angemeldet. In England führte Seligman 1923 die Entwicklung weiter und verhalf damit dem PWÜ zum eigentlichen Durchbruch. Der Apparat bestand aus viereckigen Gußplatten mit eingefrästen Rillen zur Erhöhung der Turbulenz in der Strömung. Die Abdichtung der Platten erfolgte durch eingelegte Packungen. Zunächst waren die Platten horizontal angeordnet; später setzte sich die vertikale Bauweise durch.

Nach einer Vielzahl von Entwicklungsschritten stellten Feldmeier und Goodman 1935 Platten mit Wellenprägung durch Pressen aus Blech her. Die Gummidichtung wird in einer Nut gehalten; die Dichtung stellt gleichzeitig den Plattenabstand her [15].

In den vergangenen Jahren konnten Fortschritte bei der Forderung nach größeren Apparaten mit Austauschflächen bis 1500 m², höheren Drücken - in Sonderfällen bis 25 bar - und höheren Betriebstemperaturen erzielt werden. Plattenapparate, zusammengestellt aus zwei unterschiedlich profilierten, gleich großen Platten sind eine neue Entwicklung. Durch Kombination beider Platten in einem Paket kann ein optimaler Betrieb in Bezug auf Druckverlust und Wärmeübergang eingestellt werden [16, 17].

3.2 Aufbau und Wirkungsweise

Der PWÜ besteht aus einem Holmengestell, in dem eine Vielzahl Wärmeaustauscherplatten mit eingeklebten Dichtungsmasken auf Tragstangen aufgehängt und mit Zugankern zwischen einer festen Stirn- und einer verschiebbaren Druck-

platte zu einem Paket zusammengeschraubt werden. Die Fluide werden durch vier Stützen an den Endplatten zu- und abgeführt. Die rechteckigen Platten sind - von Sonderfällen abgesehen - an den vier Ecken gelocht. In Verbindung mit den eingeklebten Dichtungen bilden die Platten abgeschlossene Strömungskanäle. Durch eine geeignete Plattenanordnung erreicht man eine alternierende Stromführung des kalten und warmen Mediums. Die Dichtungsmasken sind so ausgebildet, daß selbst bei einer Beschädigung der Dichtung keine Vermischung beider Stoffströme erfolgen kann. Eine eventuelle Leckage tritt vielmehr durch vorgesehene Lecknuten nach außen.

Durch die starke Verprägung der Platten ändert sich längs des Kanals der freie Strömungsquerschnitt ständig. Das strömende Medium wird andauernd umgelenkt und verwirbelt. Der hohe Turbulenzgrad bewirkt eine deutliche Steigerung des Wärmeübergangs, der jedoch mit einem erhöhten Druckverlust verbunden ist. Die hohe Strömungsgeschwindigkeit und die ausgeprägte Turbulenz der Fluide verhindert weitgehend die Ablagerung von Verschmutzung an der Plattenwand.

3.3 Plattenschaltungen

Grundsätzlich werden die Strömungskanäle des PWÜ räumlich abwechselnd vom Heiz- und Kühlmedium beaufschlagt.

Je nach Lochung der im PWÜ aufeinanderfolgenden Platten lassen sich verschiedene Schaltungen realisieren. Zu nennen sind die Parallel-, Reihen- und Gruppenschaltung (Abb. 3a - 3c). Die Gruppenschaltung ist eine Kombination von Parallel- und Reihenschaltung. Sämtliche Schaltungen sind sowohl im Gleich- als auch im Gegenstrom zu betreiben.

Bei der Parallelschaltung (Abb. 3a) werden sämtliche Strömungswege parallel durchflossen; es treten keine Umlenkungen

3.4 Industrielle Anwendung

Der PWÜ fand zuerst in Molkereien zur Milchsterilisierung Verwendung. Wegen der kurzen Verweilzeit und der guten Reinigungsmöglichkeit werden diese Apparate bevorzugt in der Nahrungsmittelindustrie eingesetzt. PWÜ haben große Bedeutung bei der Pasteurisation von Bier, Wein und Fruchtsäften.

Neuere Entwicklungen der PWÜ bis zu Apparategrößen von 1500 m² ermöglichen die verstärkte Verwendung in der chemischen Industrie und im Bereich der Kraftwerke. Die kompakte Bauweise ist ausschlaggebend für die Installierung im Schiffbau und in Offshore-Anlagen zur Kühlung von Primärkühlwasser und Motoröl.

3.5 PWÜ im Vergleich zu Rohrbündelwärmeübertragern

Im Vergleich zum konkurrierenden Rohrbündelapparat ergeben sich für den PWÜ einige Vorteile:

- große Wärmedurchgangskoeffizienten;
- kompakte Bauweise, geringer Platzbedarf;
- gute Reinigungsmöglichkeiten;
- geringe Verschmutzung wegen ausgeprägter Strömungsturbulenz;
- kurze Verweilzeit;
- Anpassung an Kapazitätsänderungen;
- Verwendung schlecht schweißbarer Sonderwerkstoffe wie Titan und Zirkonium;
- günstiger Preis, wenn korrosionsbeständige Werkstoffe verwendet werden müssen;
- geringe Wärmeverluste an die Umgebung; Wärmedämmung ist nicht erforderlich.

Als gravierende Nachteile müssen genannt werden:

- geringe Betriebstemperatur wegen organischer Dichtungswerkstoffe; nur in Sonderfällen ist eine maximale Temperatur von 250 °C zu erreichen;
- niedriger zulässiger Betriebsdruck von 10 bar (Sonderfälle: 25 bar);
- hoher Druckverlust, abhängig von Plattenschaltung;
- schwellende Druckbeanspruchung führt zu Werkstoffermüdung der Platten;
- Kontaktkorrosion an den Plattenberührungspunkten.

4 Beschreibung des Versuchs-PWÜ

4.1 Wärmeaustauschplatte

Für die Versuche wird eine serienmäßige Wärmeaustauschplatte vom Typ "Sigma 12" der Firma W. Schmidt KG, Bretten, benutzt (Abb. 4 und 5). Die Originalplatte ist aus Cr-Ni-Stahl X5CrNi18 9 gefertigt (1.4301).

Die verwendeten Kunststoffplatten sind im Tiefziehverfahren von einer serienmäßigen Stahlplatte abgeformt worden. Nach vielen Versuchen werden beim Tiefziehen bei richtiger Temperaturführung Maßabweichungen durch Schwund von $< 0,5 \%$ in Bezug auf das Original erzielt. Die Kunststoff- und die Originalplatte sind in Form und Abmessungen, abgesehen von der Wanddicke, identisch.

Für die Abdichtung der vier Durchgangsöffnungen und der Profilflächen untereinander wird die serienmäßige Dichtungsmaske aus Perbunan verwendet. Die Dichtung übt gleichzeitig die Funktion als Distanzhalter für benachbarte Platten aus. Mit einem Spezialkleber wird sie in eine die gesamte Fläche umlaufende Nut eingeklebt. Zwischen beidseitig benetzter Wärmeaustauschfläche und den Durchflußöffnungen wird durch die Form der Dichtungsmaske ein kleiner Sicherheitsraum gebildet. Bei eventueller Undichtigkeit zwischen den Platten wird ein Vermischen der beiden Stoffströme mit Sicherheit ausgeschlossen. Durch Einkerbungen an der Dichtung im Bereich des Sicherheitsraums tritt eine Leckage ungehindert ins Freie und ist sofort sichtbar.

Die zickzackartige Wellenprofilierung erhöht die Plattensteifigkeit wegen des erhöhten Widerstandsmoments im Vergleich zur unprofilierten Platte erheblich. Die Verbesserung der Plattensteifigkeit durch die Profilierung wird

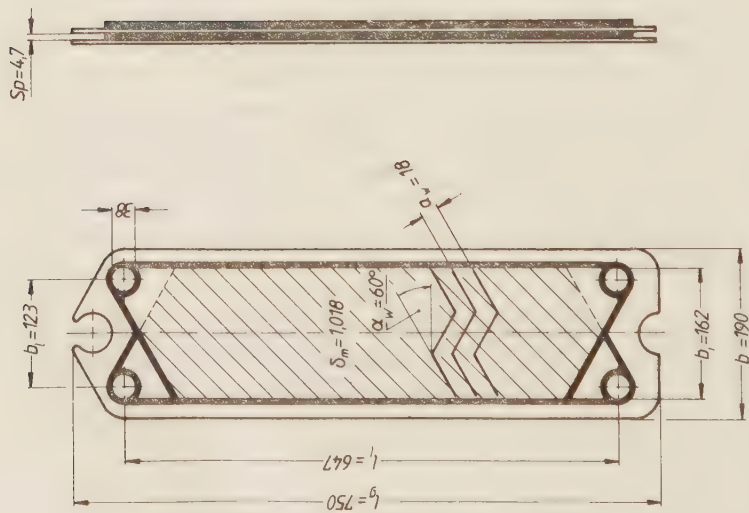


Abb. 4: Abmessungen der Wärmeaustauschplatte



Abb. 5: Wärmeaustauschplatte der Fa. W. Schmidt K
Typ "Sigma 12". Vorder- und Rückseite

besonders bei Verwendung von Kunststoff mit seiner geringen mechanischen Festigkeit erforderlich.

Gleichzeitig wird der Wärmeübergang infolge der Turbulenzerhöhung der Strömung durch die ständigen Querschnittsänderungen im Spalt intensiviert.

4.1.1 Geometrische Abmessungen der Platte

4.1.1.1 Wärmeaustauschfläche

In der Literatur wird die zur Berechnung erforderliche Wärmeaustauschfläche unterschiedlich definiert. Zur Auswertung der Versuche wird sowohl die projizierte Austauschfläche A_{proj} als auch die tatsächliche Fläche A , die die Oberflächenvergrößerung der Profilierung berücksichtigt, herangezogen. In dieser Arbeit wird ausschließlich die tatsächliche Fläche A als Bezugsgröße verwendet. Sie ist der von beiden Fluiden benetzte Anteil der Plattenoberfläche. Die nur einseitig beaufschlagten kleinen Dreiecksflächen im Bereich der Durchgangsöffnungen sind am Wärmedurchgang nicht beteiligt; sie bleiben unberücksichtigt.

Die schwierige Bestimmung der tatsächlichen Oberfläche A erfolgte nach zwei Methoden. Auf die Platte wird mit einer Spritzpistole ein gleichmäßig dicker Kunstharzfilm aufgetragen. Nach dem Aushärten wird die Kunstharzschicht abgenommen. Über Filmgewicht, spezifischem Gewicht und der exakten Filmdicke wird auf die Oberfläche A geschlossen.

Bei der zweiten Meßmethode werden von der Vorder- und Rückseite der Wärmeaustauschplatte die Maße der Profilierung unter Berücksichtigung der Kurvenradien der Wellenprägung abgegriffen und daraus die Oberfläche berechnet.

Der Mittelwert der Messungen ergibt

$$\underline{A = 0,113 \text{ m}^2}$$

Die projizierte Fläche $A_{\text{proj.}}$ errechnet sich aus den geometrischen Abmessungen von Länge und Breite.

$$A_{\text{projiziert}} = 0,0904 \text{ m}^2$$

Der Vergleich beider Flächen zeigt, daß durch die Profilierung die tatsächliche Oberfläche in diesem Fall gegenüber einer ungewellten Platte um 25 % vergrößert wird.

4.1.1.2 Wanddicke

Durch das Herstellverfahren bedingt, sind weder bei den Stahlplatten noch bei den abgeformten Kunststoffplatten die Wanddicken an allen Stellen gleich. Die Platten sind deshalb in fünf Streifen zerschnitten worden und die Materialstärke mit einer Mikrometerschraube an einer Vielzahl definierter Punkte gemessen worden. Aus den Meßwerten am Wellenberg, Wellental und den Flanken wird eine mittlere Dicke bestimmt. Wegen des deutlich größeren Flächenanteils der Wellenflanken sind diese mit dem Faktor 4 gegenüber Wellenberg und -tal gewichtet worden.

Wanddicke	δ_{Berg} [mm]	δ_{Tal} [mm]	δ_{Flanke} [mm]	δ_{mittel} [mm]
Stahlplatte	1,000	1,016	1,022	1,018
Polycarbonat	0,336	0,243	0,251	0,263

4.1.2 Geometrische Abmessung des Strömungskanals

Die genaue Kenntnis des Strömungsquerschnitts A_Q zwischen

zwei Platten ist erforderlich, um aus dem gemessenen Volumenstrom $\dot{V}$ die mittlere Geschwindigkeit w_m im Platten-spalt zu errechnen. Infolge der wellenförmigen Platten-struktur verändert sich der Spaltquerschnitt ständig über die gesamte Länge.

Zur Ermittlung des mittleren Strömungsquerschnitts werden zwei Wärmeaustauschplatten mit neuen, unbenutzten Dichtungen im Versuchsapparat eingespannt. Die Schrauben der Zuganker werden mit einem gleichmäßigen Drehmoment von $M_D = 45 \text{ Nm}$ angezogen. Der durch die Platten und die seitlichen Dichtungen begrenzte Kanalquerschnitt wird mit Epoxid-Gießharz ausgegossen. Von dem Abguß sind mehrere Querschnitte in verschiedenen, genau definierten Abständen erstellt worden. Die Schnittflächen werden auf Fotopapier im Maßstab 1 : 1 abgebildet und nach zwei verschiedenen Methoden ausgewertet.

Das eine Verfahren besteht im Ausmessen mit einem Planimeter. Wegen der ungünstigen Längen/Breiten-Erstreckung der Bildvorlage sind die Meßergebnisse nicht sehr genau. Eine zweite Methode besteht darin, daß die aus dem Fotopapier säuberlich ausgeschnittene Querschnittsfläche auf einer Analysenwaage ausgewogen wird. Über das Papierflächengewicht kann auf den Strömungsquerschnitt geschlossen werden.

Der arithmetische Mittelwert aller ausgemessenen Kanalquerschnitte ergibt einen mittleren Strömungsquerschnitt A_{Qm} . Diese Fläche stellt sich exakt nur bei Verwendung neuer Dichtungen und bei einer Schraubenvorspannung von $M_D = 45 \text{ Nm}$ ein. Nach mehrmaligem Ein- und Ausbau bleibt an den Dichtungen eine plastische Verformung zurück, die eine geringfügige Veränderung des Kanalquerschnittes bewirkt.

Schnitt	A [cm ²]	B [cm ²]	C [cm ²]	D [cm ²]	E [cm ²]	F [cm ²]
Planimeter	5,20	5,65	6,09	5,32	5,53	5,56
Wiegeverfahren	5,24	5,76	5,76	5,50	5,76	5,51

Mittlerer Strömungsquerschnitt: $A_{Qm} = 5,6 \text{ cm}^2$
=====

Der Strömungsquerschnitt der planparallelen unprofilierten Platten ist durch Ausmessen und durch Abguß bestimmt worden zu

$A_{Q,p} = 7,5 \text{ cm}^2$
=====

4.1.3 Wärmeleitfähigkeit des Plattenwerkstoffs

Die Wärmeleitfähigkeit λ thermoplastischer Kunststoffe ist von der Struktur, der Temperatur und der Verstreckung des Werkstoffs abhängig.

Unter Struktur wird hier die Molekülorientierung im Kunststoff verstanden mit dem Unterscheidungsmerkmal kristallin und amorph. Bei dem verwendeten Polycarbonat (PC) handelt es sich um einen weitgehend amorphen Werkstoff. Die Temperaturabhängigkeit des Wärmeleitkoeffizienten von PC ist in Abb. 6 dargestellt; sie ist bei amorphen Kunststoffen geringer als bei kristallinen. Die Wärmeleitfähigkeit der Polymere ändert sich auch mit der Verstreckung. Durch die Prägung der Kunststoffplatten ist der Werkstoff örtlich unterschiedlich stark gereckt. Der Wärmeleitfähigkeitskoeffizient ist also nicht an allen Stellen gleich. In dieser Arbeit wird einheitlich mit einem vom Hersteller genannten mittleren λ gerechnet

$$\lambda_{PC} = 0,24 \text{ W/mK}$$

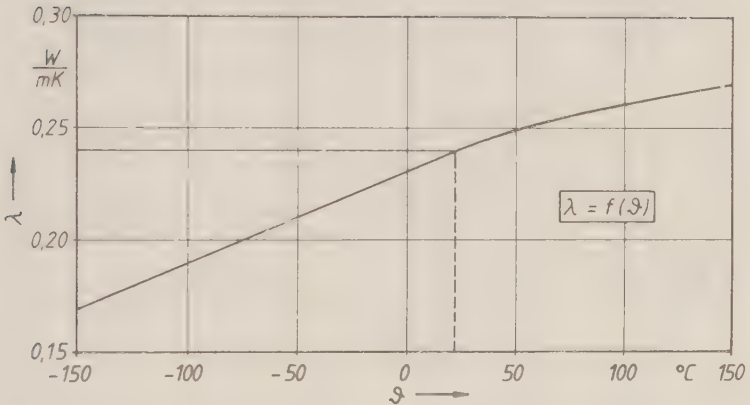


Abb. 6: Wärmeleitfähigkeit von Polycarbonat in Abhängigkeit der Temperatur

Im Vergleich dazu hat die Stahlplatte "Sigma 12" aus Edelstahl 1.4301 eine Wärmeleitfähigkeit von

$$\lambda_{St} = 14,64 \text{ W/mK}$$

4.2 Plattengestell

Die Wärmeaustauschplatten finden Aufnahme in einem für die Versuche angefertigten Gestell aus Edelstahl (Abb. 7). Der Apparat besteht aus einer stabilen, fest mit dem Gestell (1) verschraubten Endplatte (2) und einer auf zwei Holmen (5) verschiebbaren Druckplatte (7). Durch acht Zuganker (6) werden die eingelegten Wärmeaustauschplatten - maximal 16 Stück - mit den eingeklebten Dichtungen zu einem Paket verschraubt. Einen reproduzierbaren Anpreßdruck erhält man durch ein konstantes Anziehen der Schrauben mit einem Drehmomentenschlüssel.

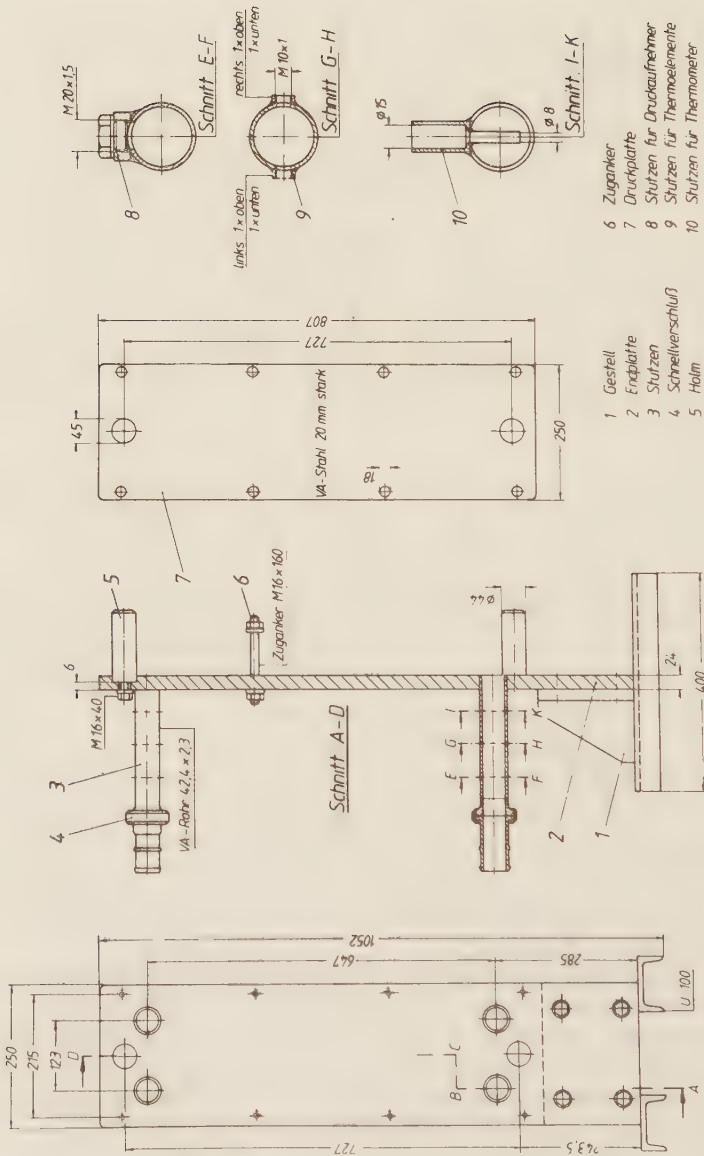


Abb. 7: Plattengestell für den Versuchs-Wärmeübertrager

Die starre Endplatte (2) ist mit vier Stützen (3) für Ein- und Austritt des kalten und warmen Fluids versehen. In die Stützen sind Gewindenippel zur Aufnahme von Thermometer, Thermoelemente und Druckaufnehmer eingelötet. Die verschiebbare Druckplatte (7) kann gegen eine zweite Ausführung mit vier Anschlußstützen ausgetauscht werden. Sämtliche Schaltungsmöglichkeiten - Parallel-, Reihen- und Gruppenschaltung - jeweils im Gleich- oder Gegenstrom, sind mit dem Versuchsapparat realisierbar. Der Umbau des Plattenpakets und der Schaltung wird durch Schraubschnellverschlüsse (4) an den Schlauchstützen erleichtert.

4.3 Tabellarische Zusammenstellung der Platten- und Kanalgeometrie

Gesamtlänge	mm	750
Gesamtbreite	mm	190
Innenbreite	mm	162
Lochdurchmesser	mm	38
Lochabstand	mm	647
Lochbreite	mm	123
Wellenwinkel	grd	60
Wellenabstand	mm	18
Wellenhöhe	mm	3
mittlere Wanddicke δ		
a) Stahlplatte	mm	1,018
b) Polycarbonat-Platte	mm	0,263
profilierte Austauschfläche A	m ²	0,113
projizierte Austauschfläche $A_{proj.}$	m ²	0,0904
mittlerer Spaltquerschnitt	mm ²	560
paralleler Spaltquerschnitt	mm ²	750

Die Zuordnung der Abmessungen ist aus Abb. 5 zu ersehen.

5 Werkstoffauswahl für Wärmeaustauscher aus Kunststoff

Kennzeichnend für metallische Werkstoffe ist die kristalline Zusammensetzung der Atome zu Gittern bestimmter Konfigurationen. Der makromolekuläre Aufbau der Kunststoffe erklärt die Sortenvielfalt und den großen Unterschied in den Eigenschaften im Vergleich zu Metallen.

Bei der Auswahl des geeignetsten Kunststoffes für den Bau von Plattenwärmeaustauschern werden besonders Anforderungen gestellt an:

- a) die Rohstoffpreise;
- b) die mechanischen Eigenschaften;
- c) das thermische Verhalten;
- d) die Verarbeitbarkeit;
- e) das Verhalten bei äußeren Einflüssen.

zu a):

Kunststoffe können Stahl im Wärmeaustauscherbau nur dann substituieren, wenn dadurch Preisvorteile bei der Anschaffung oder im Betrieb erzielt werden können.

Die Rohstoffpreise der Massenkunststoffe liegen niedriger - wie Tabelle 1 zeigt - als die für austenitische Stähle. Unter Berücksichtigung des deutlich geringeren spezifischen Gewichts mit $\gamma_K = 10$ bis 20 N/cm^3 gegenüber $\gamma_{\text{Stahl}} = 75 \text{ N/cm}^3$ wachsen die Vorteile der Kunststoffe, zumal die Fertigungskosten der Apparate erheblich niedriger liegen dürften. Aus wirtschaftlichen Erwägungen scheidet die Verwendung hochwarmfester Spezialkunststoffe wie Polyamid-imid, Polyarylsulfon o.ä. aus.

Werkstoff	Preis DM/kg
Polypropylen	2,20
Polystyrol hart	2,50
Polyethylen hart	2,70
Polyvinylchlorid hart	2,50...3.70
6,6-Polyamid	4,50
Polycarbonat	8,60
Polytetrafluorethylen	27,--
hochtemperaturbeständige Kunststoffe	100,--
Edelstahl (1.4571) *	8,--

*) Preis gilt für gewalztes Blech

Tabelle 1: Großhandelspreise für Kunststoff-Granulat
Stand Januar 1980

zu b):

Der E-Modul der Plaste liegt um ein bis zwei Zehnerpotenzen niedriger als bei Stahl. Die Zugfestigkeit beträgt nur ca. 10 % von Eisenwerkstoffen. Die Bruchdehnung kann um den Faktor 100 größer sein.

Wichtig ist jedoch nicht nur die absolute Höhe der Festigkeitswerte, sondern die bei der Konstruktion unbedingt zu beachtende äußerst starke Zeit- und Temperaturabhängigkeit, wie dies in Abb. 8 bis 10 verdeutlicht wird.

Erheblich bessere Festigkeitskennwerte weisen glasfaserverstärkte Kunststoffe (GFK) auf. Diese Werkstoffe kommen für den Bau von Wärmeübertragern nicht in Frage, weil eine Mindestplattendicke von 1 mm aus fertigungstechnischen Gründen nicht unterschritten werden kann. Der Wärmeleitwiderstand wird dadurch entschieden zu hoch.

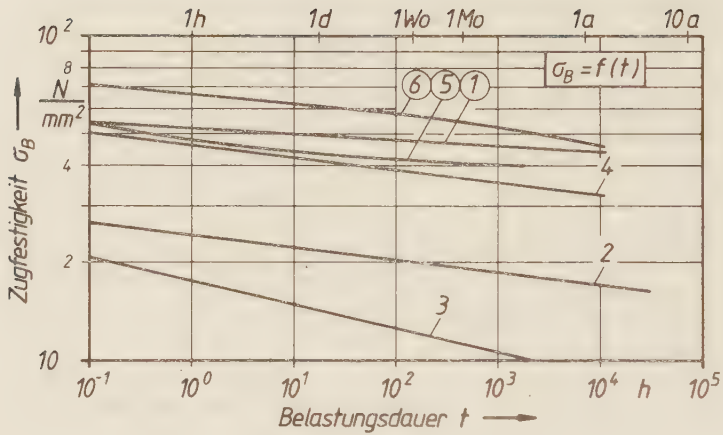


Abb. 8: Zeitstandfestigkeit σ_B/t für ausgewählte Kunststoffe

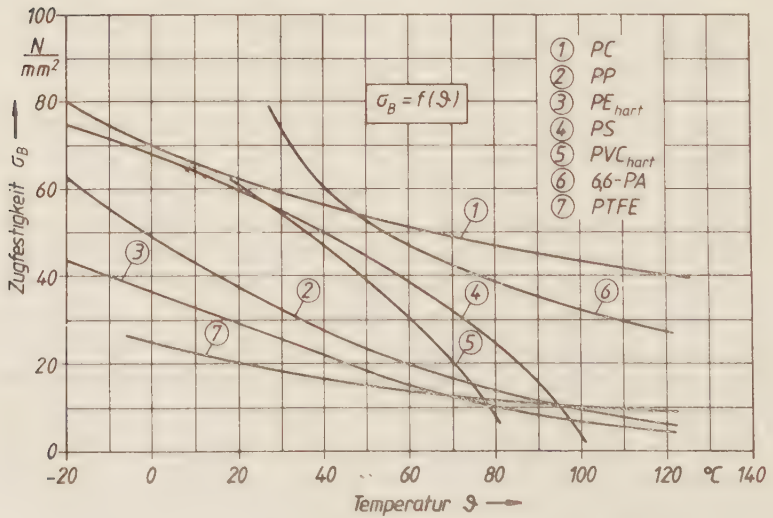


Abb. 9: Temperaturabhängigkeit der Zugfestigkeit σ_B für verschiedene Kunststoffe

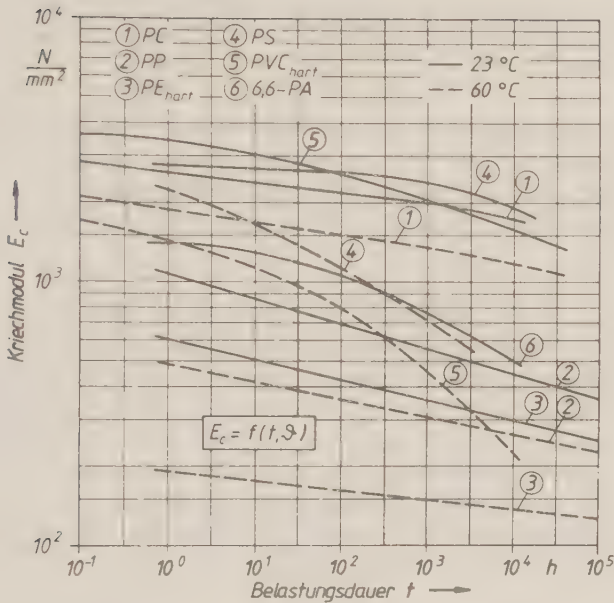


Abb. 10: Kriechmodul E_c für ausgewählte Kunststoffe

zu c):

Ein ganz wesentlicher Nachteil der Kunststoffe ist die um rund zwei Zehnerpotenzen geringere Wärmeleitfähigkeit im Vergleich zu Stahl (Abb. 2).

In [18] wird über Versuche berichtet, die Wärmeleitfähigkeit durch Füllstoffzugabe von Aluminium- oder Zinkpulver zu verbessern. Bei einem Füllstoffanteil von 50 % (Zn-Pulver) wird die Wärmeleitfähigkeit auf $\lambda = 2 \text{ W/mK}$ verzehnfacht. Über das Festigkeitsverhalten werden keine Angaben gemacht. Kunststofffolien mit metallischen Füllstoffen sind im Handel nicht erhältlich; aus diesem Grunde werden diese Kunststoffe in der vorliegenden Arbeit nicht untersucht.

Vor einer industriellen Anwendung von PWÜ-K sollten jedoch unbedingt Versuche mit Metallpulver gefüllten Plasten gemacht werden.

Ein weiterer Nachteil ist die geringe maximale Dauergebrauchstemperatur, die bei den meisten Kunststoffen bei ca. 100 °C liegt. Nur teure, hochtemperaturbeständige Kunststoffe lassen Temperaturen bis max. 300 °C zu [19].

zu d):

Für ein wirtschaftliches Herstellen von PWÜ-K sind gute Schweiß- bzw. Klebeeigenschaften der Plaste erforderlich. Mit Ausnahme von Polyolefinen und besonders PTFE sind die in Frage kommenden Kunststoffe gut klebbar. Die in Tabelle 2 aufgeführten Kunststoffe sind bis auf PTFE auch schweißbar. Für die Serienfertigung geschweißter Plattenpakete sollten die Werkstoffe im Hochfrequenz-Verfahren schweißbar sein; nicht anwendbar ist das Verfahren für PP, PE und PS. Das Ultraschall-Schweißen ist geeignet für PS und PC.

Die notwendige Verformung der Halbzeuge im Tiefziehverfahren bereitet mit Ausnahme von PTFE keine Schwierigkeiten. Eventuelle Maßabweichung durch Schwund muß bei der Fertigung der Form berücksichtigt werden.

zu e):

Die Beständigkeit der Plaste gegen die meisten Chemikalien ist gut. Sie neigen jedoch bei mechanischer Beanspruchung unter gleichzeitiger Einwirkung von einigen Chemikalien - besonders bei Benetzungsmitteln - zur Ribbildung, die als Spannungsrißkorrosion bezeichnet wird. Durch die Spannungsrißkorrosion wird die Zeitstandfestigkeit im Langzeitbereich reduziert. Der Einfluß wird durch den Chemiekalien-Resistenzfaktor f_{Cr} berücksichtigt.

	Polycarbonat	Polypropylen	Polyethylen hart	Polystyrol	Polyvinylchlorid hart	6,6-Polyamid	Polytetrafluor- ethylen
Dichte	1,2	0,91	0,96	1,05	1,38	1,14	2,18
Zugfestigkeit	65	30-40	20-30	50	50	57	30
Bruchdehnung	80	> 600	400-800	4	20-50	170	400
E-Modul	2200	1000-1300	600-1400	3300	3000	1700-2000	430-750
Kerbschlagzähigkeit	30-50	3-15	5	2	2-5	55-110	16
Grenzbiegespannung	95	40-50	30-40	100	70-110	50	18
Langzeitgebrauchstemp.	100	80	95	55-70	65-70	80-100	260
max. Dauergebrauchstemp.	135	110	100	60-75	60-90	150-170	280
Wärmeleitfähigkeit λ	0,24	0,22	0,42-0,48	0,14-0,16	0,16	0,2	0,25
Wärmeausdehnungskoeffizient α	60-70	180	130	60-80	70-80	70-100	120
Pombeständigkeit (Vicatnadel)	150-155	85-90	60-70	80-100	80-90	250	110
Schwindung	0,7-0,8	1,2-2	2-4	0,5-0,7	0,5-0,7	1-2	4
mechanischer Verlustfaktor $\tan \delta$	0,008	0,07	0,17	0,013	0,018	0,08	0,075
Temperaturleitkoeffizient $a = \frac{\lambda}{c \cdot \rho}$	1,6 · 10 ⁻⁷	2,0 · 10 ⁻⁷	1,9 · 10 ⁻⁷	1,2 · 10 ⁻⁷	1,2 · 10 ⁻⁷	1,2 · 10 ⁻⁷	-

Tabelle 2: Mechanische und thermische Richtwerte ausgewählter Kunststoffe
Quelle: [20, 29, 30]

Der Resistenzfaktor für das hier interessierende Meerwasser fällt mit einem Wert > 1 aus dem Rahmen [14, 21]. Die Zeitstandfestigkeit liegt damit höher als bei Einfluß durch reines Wasser.

Die antiadhäsive Oberfläche verschiedener Kunststoffe - besonders PTFE und die Polyolefine weisen dieses Verhalten auf - verhindert die im Wärmeaustauscherbetrieb gefürchtete Inkrustation der Heizfläche. Die durch den Fouling-Faktor ausgedrückte Verschmutzung erfordert bei der Apparateauslegung häufig Aufschläge bis zu 25 % auf die rechnerische Heizfläche. Nach [22] kann bei Wärmeaustauschflächen aus PTFE auf Verschmutzungszuschläge verzichtet werden.

Die in den Punkten a) bis e) genannten Anforderungen führten auf eine Vorauswahl der folgenden Kunststoffe:

Polycarbonat	PC
Polypropylen	PP
Polyethylen	PE _{hart}
Polystyrol	PS
Polyvinylchlorid	PVC _{hart}
Polyamid	6,6-PA
Polytetrafluorethylen	PTFE

Die wichtigsten Werkstoffeigenschaften zeigt Tabelle 2. In einem Anforderungskatalog (Tabelle 3) werden die geforderten Eigenschaften benotet und durch Bewertungsfaktoren zusätzlich gewichtet. Ausgewählt wird Polycarbonat als der Werkstoff mit der höchsten Eigenschaftssumme.

Werkstoff	Bewertungs- faktor F	PC		PP		PE _{hart}		PS		PVC _{hart}		6,6-PA		PTFE	
		P	PxF	P	PxF	P	PxF	P	PxF	P	PxF	P	PxF	P	PxF
Anforderung															
Materialpreis	10	3	30	8	80	8	80	8	80	8	80	4	40	1	10
Zugfestigkeit	7	10	70	6	42	3	21	8	56	8	56	10	70	5	35
Zeitstandfestigkeit	8	9	72	4	32	3	24	6	48	8	64	10	80	3	24
Warmfestigkeit	9	10	90	4	36	3	27	1	9	1	9	9	81	4	36
Steifigkeit	10	8	80	5	50	5	50	10	100	9	90	7	70	3	30
Schwingungsverhalten	4	6	24	7	28	8	32	1	3	6	24	8	32	5	20
Kerbschlagzähigkeit	4	9	36	6	24	4	16	1	4	1	4	10	40	7	28
Antiadhäsivität	3	7	21	8	24	8	24	5	15	5	15	7	21	10	30
Wärmeleitfähigkeit	10	7	70	6	60	10	100	3	30	3	30	5	50	7	70
Verarbeit- und Schweißbarkeit	8	6	48	6	48	6	48	7	56	8	64	5	40	1	8
Summe der Bewertung			541		424		422		402		436		524		291

Punktzahl P 0 ≤ P ≤ 10
 Bewertungsfaktor F 0 ≤ F ≤ 10

Tabelle 3: Bewertungstabelle für die Werkstoffauswahl eines Wärmeaustauschers aus Kunststoff

6 Dynamische Bauteilprüfung der Versuchsplatten

6.1 Betriebsfestigkeit von Kunststoffplatten für PWÜ

Die vorhandene Druckdifferenz zwischen benachbarten Kanälen verursacht ein Durchbiegen der Platten. Bei planparallelen, unprofilierten rechteckigen Platten lassen sich die auftretenden Spannungen und Durchbiegungen nach Kantorowicz [23] und Schwaigerer [24] berechnen. Die in der Praxis verwendeten profilierten Platten erlauben wegen der Komplexität der Festigkeitsrechnung der geometrisch stark verprägten Oberfläche keinen Spannungsnachweis.

Zu dieser ruhenden Belastung tritt zusätzlich im PWÜ eine dynamische Beanspruchung auf [25]. Solche schwingenden Belastungen werden durch Druckpulsationen von Pumpen verursacht oder durch Grenzschichtablösungen der Strömung induziert.

Zur Beurteilung der Betriebsfestigkeit von PWÜ-K müssen sowohl zulässige Dehngrenzen als auch ertragbare Lastwechselzahlen herangezogen werden.

Richtwerte für das statische Langzeitverhalten der meisten Kunststoffe liegen in Form von Zeitstandkurven vor (Abb. 8). Um bei schwingender Belastung das Langzeitverhalten von Kunststoffplatten abzuschätzen, kann hier nicht auf die bewährten Methoden der Betriebsfestigkeitsberechnung zurückgegriffen werden. Für solche Berechnungen stehen weder gemessene Lastkollektive aus einem PWÜ-K, die zur Bildung von Summenhäufigkeitsdarstellungen benötigt werden, zur Verfügung, noch gibt es für die in Frage kommenden Kunststoffe geeignete Wöhler-Diagramme. Darüber hinaus gibt es noch keine gesicherten Erkenntnisse, daß die Betriebsfestigkeit bei Kunststoffen für die erforderlichen Betriebsbedingungen über-

haupt mittels der bekannten Schadensakkumulationshypothesen, die erfolgreich bei metallischen und glasfaserverstärkten Werkstücken [26] angewendet werden, beurteilbar ist.

Um dennoch die Betriebsfestigkeit von Kunststoffplatten für PWÜ-K abschätzen zu können, bleibt nur die Möglichkeit von Ermüdungsversuchen mit den Kunststoffplatten selbst. Wie aus [27] und [28] hervorgeht, kann man das Verhalten schwingungsbeanspruchter Kunststoffteile anhand von Zeitstandversuchen beurteilen, solange die auftretenden Dehnungen unter den für die jeweiligen Betriebsbedingungen maßgebenden Fließgrenzdehnungen bleiben. In diesen Fällen kann das Materialverhalten bei konstanter Mitteldehnung durch Relaxations- und Kriechmodul-Zeitfunktionen entsprechend DIN 53441 und DIN 53444 abgeschätzt werden. Treten größere, wechselnde Dehnungen auf, müssen in jedem Falle Ermüdungsversuche an den Bauteilen selbst durchgeführt werden, um die tatsächlich ertragbaren Lastspielzahlen zu ermitteln.

6.2 Versuchsaufbau

Der prinzipielle Versuchsaufbau für den Ermüdungsprüfstand ist aus dem Schema (Abb. 11) zu ersehen. Der Prüfstand zur Bestimmung von Grenzlastwechselzahlen von Kunststoffplatten besteht aus einem Rahmen, in dem unten eine Membrane (2) und oben die zu prüfende Kunststoffplatte (1) eingespannt wird. Der dadurch abgekapselte Zwischenraum wird mit Wasser gefüllt und durch den hydrostatischen Druck des höhenverstellbaren Hochbehälters (7) mit einem gewünschten Vor- druck beaufschlagt. Mit Hilfe des Thermostaten (6) kann jede beliebige Temperatur zwischen 12 °C und 100 °C konstant eingestellt werden.

Die Membrane des Prüfstandes ist über einen Kreuzkopf (3) mittels eines Pleuels an einen Exzenter angelenkt, dessen

Hub von 0 bis 20 mm verstellbar ist. Die Hubfrequenz kann beliebig zwischen 0 und 3000 Hub/min variiert werden. Durch die Drehzahlregelung (SOC) des Antriebmotors wird eine einmal vorgegebene Drehzahl konstant beibehalten. Der angeschlossene Impulszähler (NRI) zählt und registriert die Hübe der Membrane und damit die Zahl der Lastwechsel der zu prüfenden Kunststoffplatte.

Das Versuchsende ist beim Auftreten von Rissen erreicht. Der Feuchtemelder (MCZ) reagiert sofort auf geringe Leckage und schaltet den Antrieb und den Impulszähler ab.

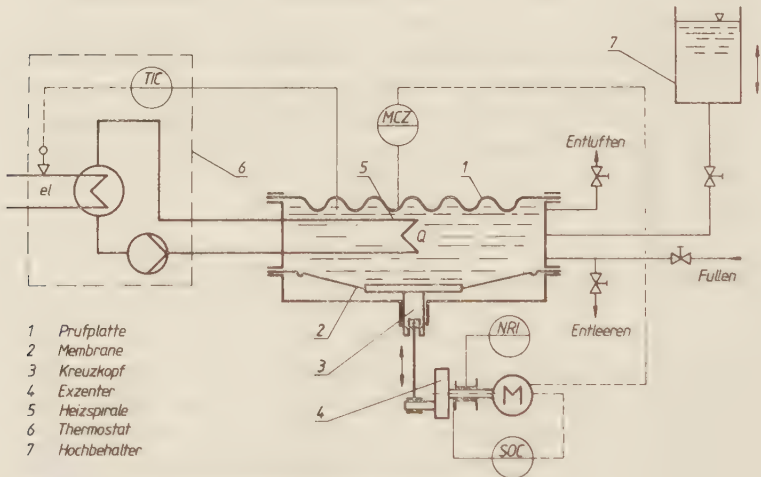


Abb. 11: Fließbild vom Ermüdungsprüfstand

Mit dem beschriebenen Versuchsaufbau ist es möglich, ertragbare Lastwechselzahlen für Kunststoffplatten unter betriebsnahen Einspannbedingungen zu bestimmen, wobei folgende Parameter variiert werden können:

Prüftemperatur;
Hubfrequenz;
Vordruck;
Hubhöhe.

6.3 Versuchsdurchführung

Es sind Kunststoffplatten aus Polycarbonat (PC) der Stärke 0,26 mm und Polyvinylchlorid (PVC), ca. 0,3 mm dick, untersucht worden, die im Tiefziehvorgang von Stahlplatten des Typs "Sigma 12" der Fa. W. Schmidt KG abgeformt worden sind.

Für die Ermüdungsversuche werden diese Platten in den Rahmen der Prüfmaschine eingespannt. In die Kammer unter der Platte wird Wasser eingefüllt, wobei auf eine vollständige Entlüftung geachtet werden muß. Die Badtemperatur wird den Versuchsbedingungen entsprechend eingestellt und während des Versuchs konstant gehalten. Danach wird der statische Vordruck im Bad durch Verschieben des Hochbehälters eingestellt. Nach Justierung von Hub und Motordrehfrequenz wird der Ermüdungsversuch gestartet. Die Versuche laufen bis zum Versagen durch Rissbildung.

Nach orientierenden Vorversuchen sind folgende Ermüdungsversuche durchgeführt worden:

- a) Ermittlung der ertragbaren Hubhöhe h in Abhängigkeit von Grenzlasterpielzahlen N . Dabei werden folgende Parameter konstant gehalten:

Betriebstemperatur $\vartheta = 30\text{ }^{\circ}\text{C}$
Statischer Vordruck $p = 30\text{ mmWS}$
Belastungsfrequenz $f = 500\text{ min}^{-1}$

- b) Ermittlung der ertragbaren Betriebstemperatur ϑ in Abhängigkeit von Grenzlasterpielzahlen N . Dabei werden

folgende Parameter konstant gehalten:

Hub	$h = 10 \text{ mm}$
Statischer Vordruck	$p = 30 \text{ mmWS}$
Belastungsfrequenz	$f = 500 \text{ min}^{-1}$

c) Ermittlung der ertragbaren Frequenzen in Abhängigkeit von Grenzlastspielzahlen N . Dabei werden folgende Parameter konstant gehalten:

Hub	$h = 7,5 \text{ mm}$
Betriebstemperatur	$\vartheta = 13,5 \text{ }^{\circ}\text{C}$
Statischer Vordruck	$p = 22 \text{ mmWS}$
Plattendicke	$= 0,5 \text{ mm}$
Plattenwerkstoff	$= \text{PC}$

Bis auf die dritte Versuchsserie sind alle Versuche mehrfach wiederholt worden.

6.4 Beurteilung der Versuchsergebnisse

Die Versuchsergebnisse sind in den Abb. 12 bis 14 dargestellt. Dazu sind die Mittelwerte der ertragbaren Hübe bzw. Temperaturen über den gemessenen Grenzlastspielzahlen N einschließlich eines Streubereichs aufgetragen. Bei der Darstellung der Versuchsergebnisse sind "Durchläufer", d.h. Meßpunkte von Kunststoffplatten, bei denen ein Versagen in einem vertretbaren Zeitraum nicht aufgetreten ist, nicht berücksichtigt.

Auch wenn die in den Abb. 12 bis 14 dargestellten Versuchsergebnisse der Ermüdungsversuche an Kunststoffplatten für Plattenwärmeübertrager nur in relativ breiten Streubereichen zu erfassen sind, so erlauben sie doch einige grundlegende Schlüsse über die Betriebsfestigkeit solcher Bauteile.

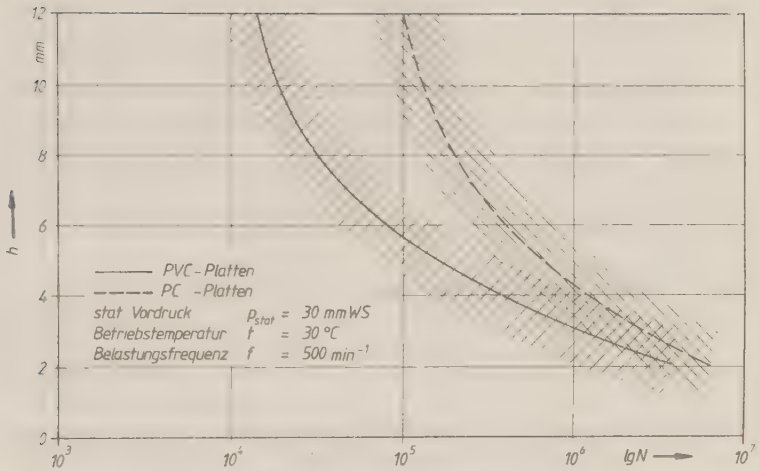


Abb. 12: Ertragbare Hubhöhe h in Abhängigkeit von der Grenzlastspielzahl N

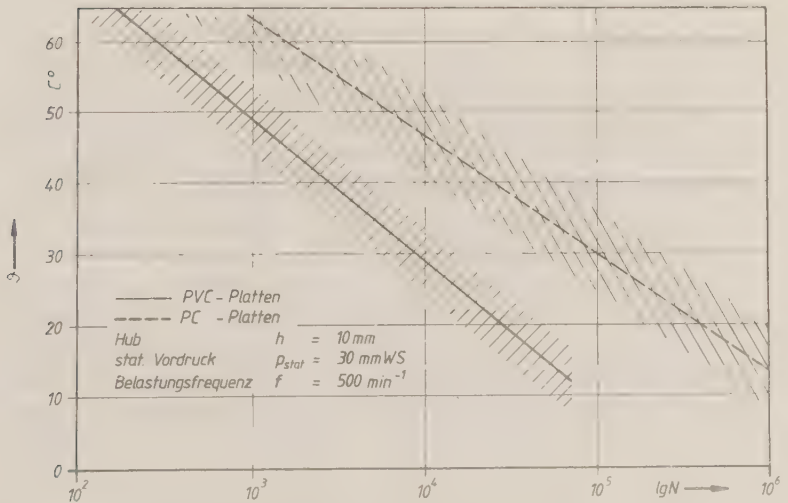


Abb. 13: Ertragbare Temperatur Θ in Abhängigkeit von der Grenzlastspielzahl N

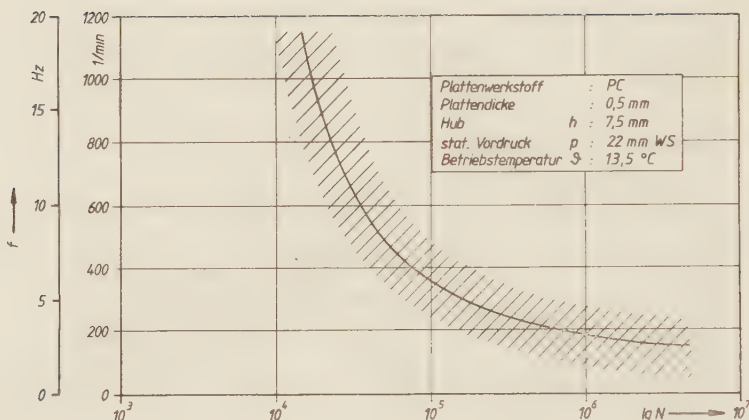


Abb. 14: Ertragbare Belastungsfrequenz f in Abhängigkeit von der Grenzlastspielzahl N

Danach zeigen Kunststoffplatten für Plattenwärmeübertrager aus Polycarbonat (PC) ein deutlich besseres Betriebsfestigkeitsverhalten als vergleichbare Platten aus Polyvinylchlorid (PVC).

Die Begründung hierfür muß im Zusammenhang mit den günstigeren wärmetechnischen Eigenschaften des PC gegenüber dem PVC gesehen werden. Die dafür charakteristischen Kennwerte sind der mechanische Verlustfaktor $\tan \delta$, der Temperaturleitkoeffizient α und die Wärmeleitfähigkeit λ , die in Tab. 2 für ausgewählte Kunststoffe aufgelistet sind.

Vergleicht man die Kennwerte für die Dämpfung und die Wärmeleitfähigkeit für PC und PVC mit denen für Stahl, dann erkennt man, daß bei schwingender Belastung in Kunststoffplatten wesentlich mehr Wärme durch innere Reibung je Volumen- und Zeiteinheit gegenüber Stahlplatten entsteht, die bei

den schlechteren Wärmeleitfähigkeiten der Kunststoffe zu einer starken thermischen Belastung im Inneren des Bauteils führt. Das Versagen der getesteten Kunststoffplatten nach Überschreiten der Grenzlasterzahlzahlen muß danach, anders als das Versagen durch Ermüdung bei metallischen Werkstoffen, so verstanden werden, daß an den höchst beanspruchten Stellen, z.B. in den Sicken am Rand der Platte, die kritischen Temperaturen, nämlich die Erweichungstemperaturen erreicht wurden.

Die durchgeführten Versuche zeigen, daß alle Parameteränderungen, die die Entstehung der inneren Reibungswärme in den Platten verstärken wie z.B.

höhere Belastungsfrequenz,
höhere Betriebstemperatur,
größere Dehnungen (größerer Hub),

das Betriebsfestigkeitsverhalten verschlechtern.

7 Wärmeübertragung im PWÜ

Wärme wird durch verschiedene Mechanismen übertragen: Wärmeleitung, Konvektion und Strahlung. Die unterschiedlichen Vorgänge treten in der Regel gemeinsam auf, müssen aber getrennt behandelt werden, weil sie verschiedenen Gesetzmäßigkeiten unterliegen.

Im vorliegenden Fall kann die Wärmestrahlung wegen der niedrigen Betriebstemperatur von $< 70^{\circ}\text{C}$ vernachlässigt werden.

7.1 Wärmeleitung durch die Platte

Unter der Voraussetzung eines stationären und eindimensionalen Temperaturfeldes gilt für die Wärmeleitung in Festkörpern das vereinfachte Grundgesetz von Fourier

$$\dot{q} = - \lambda(t) \frac{dt}{dx} \quad (7.1)$$

Die Temperaturabhängigkeit der Wärmeleitfähigkeit λ von Polycarbonat (Abb. 6) bleibt wegen der geringen Schwankung der Wandtemperatur zwischen $t_{wm} = 25 \dots 35^{\circ}\text{C}$ unberücksichtigt, zumal die Wärmeleitfähigkeit des PC vom Verstreckungsgrad abhängig ist [18]. Der Verstreckungsgrad der Kunststoffplatte ist im Bereich der Profilierung - durch das Tiefziehverfahren bedingt - örtlich unterschiedlich. Für die Berechnung wird einheitlich mit einem mittleren Wärmeleitkoeffizient von $\lambda_m = 0,24 \text{ W/m}^2\text{K}$ für PC gerechnet. Gleichung (7.1) integriert lautet dann:

$$\dot{q} = \frac{\lambda_m}{\delta_m} (t_{w_1} - t_{w_2}) \quad (7.2)$$

mit δ_m = mittlere Plattendicke

t_{w_1} = Wandtemperatur warme Seite

t_{w_2} = Wandtemperatur kalte Seite

7.2 Wärmeübergang im PWÜ

Der Wärmeübergang von einer festen Wand an ein Fluid und umgekehrt erfolgt durch Konvektion. Das heißt, der Wärmeaustausch geschieht durch Wärmeleitung in der Flüssigkeitsschicht quer zur Strömungsrichtung und durch unmittelbaren Wärmetransport durch molekulare Querbewegung von Flüssigkeitsteilchen. Zusätzlich führt das bewegte Medium seinen Wärmeinhalt mit sich fort. Der Wärmeaustausch zwischen Fluid und Wand findet in der Grenzschicht statt. Die Strömungsverhältnisse in der Grenzschicht werden durch die Navier-Stokes'schen Gleichungen beschrieben.

Bei der im PWÜ vorliegenden dreidimensionalen Strömung mit den Richtungen x , y und z und den zugehörigen Geschwindigkeiten u , v und w sind zur vollständigen Beschreibung drei Gleichungen erforderlich:

$$\begin{aligned} u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} + w \frac{\partial u}{\partial z} &= - \frac{1}{\rho} \cdot \frac{\partial p}{\partial x} + \nu (\nabla^2 u) + g_y \Delta \vartheta \\ u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} + w \frac{\partial v}{\partial z} &= - \frac{1}{\rho} \cdot \frac{\partial p}{\partial y} + \nu (\nabla^2 v) \\ u \frac{\partial w}{\partial x} + v \frac{\partial w}{\partial y} + w \frac{\partial w}{\partial z} &= - \frac{1}{\rho} \cdot \frac{\partial p}{\partial z} + \nu (\nabla^2 w) \end{aligned} \quad (7.3)$$

mit

$$\nabla^2 = \left(\frac{\partial^2}{\partial x^2} + \frac{\partial^2}{\partial y^2} + \frac{\partial^2}{\partial z^2} \right)$$

Für das Temperaturfeld der Strömung muß zusätzlich ein Gleichungssystem gefunden werden. z.B. die Energiegleichung (7.4) in allgemeiner Form [31]

$$\rho \cdot c \left(u \frac{\partial t}{\partial x} + v \frac{\partial t}{\partial y} + w \frac{\partial t}{\partial z} \right) = \lambda \left(\frac{\partial^2 t}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 t}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 t}{\partial z^2} \right) \quad (7.4)$$

Ein Berechnungsverfahren für den konvektiven Wärmeübergang verlangt die Kombination und Lösung beider Gleichungssysteme.

Eine analytische Lösung der Differentialgleichungen ist bislang nur in wenigen Fällen für geometrisch einfache Körper gefunden worden. Eine exakte theoretische Berechnung des Wärmeübergangs im geometrisch schwer zu beschreibenden Strömungskanal des PWÜ ist heute kaum möglich. McKillop und Dunkley [32] haben versucht, über lineare Differentialgleichungen mit Hilfe stark vereinfachter Voraussetzungen den Wärmeübergang im Plattenwärmeaustauscher zu erfassen. Die angegebenen Gleichungen sind nur beschränkt anwendbar. Mit der Vernachlässigung der Pr-Zahl ($Pr = 1 = \text{const.}$) kommt der Einfluß der Stoffwerte auf den Wärmeübergang überhaupt nicht zum Tragen.

Solange eine rechnerische Lösung der Differentialgleichungen für den Wärmeübergang nicht gefunden wird, kann die Gesetzmäßigkeit der Wärmeübertragung nur mit Hilfe der Ähnlichkeitstheorie und ihrer Modellgesetze ermittelt werden.

Die Anwendung der Ähnlichkeitstheorie auf das Gebiet des konvektiven Wärmeübergangs geht auf W. Nußelt zurück. Er bildete aus den Gleichungen der Strömungsgrenzschicht und des Temperaturfeldes Modellgesetze in Form von Kennzahlen, mit deren Hilfe sich empirisch gefundene Lösungen von Wärmeübergangsproblemen verallgemeinern lassen.

Ausgehend von dem Newtonschen Wärmeübergangsgesetz

$$\dot{Q} = \alpha \cdot A \cdot (t_w - t_f) \quad (7.5)$$

für den konvektiven Wärmeübergang von einer Wand an ein Fluid wird in dieser Arbeit der Wärmeübergangskoeffizient α im PWÜ experimentell bestimmt und als dimensionslose Gleichung für unterschiedliche Plattenschaltungen dargestellt.

Der Wärmeübergangskoeffizient α ist eine Funktion einer

großen Zahl physikalischer Größen, die in den oben genannten Differentialgleichungen enthalten sind.

$$\alpha = f(w, t_f, t_w, \lambda, C_p, \rho, \eta, l_1, l_2 \dots) \quad (7.6)$$

Aus diesen Größen lassen sich vier dimensionslose Kennzahlen bilden.

$$\text{Reynolds-Zahl} \quad Re = \frac{w \cdot l}{\nu} \quad (7.7)$$

$$\text{Grashof-Zahl} \quad Gr = \frac{g \cdot l^3 \cdot \beta \cdot \Delta t}{\nu^2} \quad (7.8)$$

$$\text{Péclet-Zahl} \quad Pe = \frac{w \cdot l}{a} = \frac{w \cdot C_p \cdot \rho \cdot l}{\lambda} \quad (7.9)$$

$$\text{Nußelt-Zahl} \quad Nu = \frac{\alpha \cdot l}{\lambda} \quad (7.10)$$

Zweckmäßig ist außerdem die Einführung der Prandtl-Zahl, die nur Stoffgrößen enthält.

$$\text{Prandtl-Zahl} \quad Pr = \frac{\nu}{a} \quad (7.11)$$

$$Pr = \frac{Pe}{Re} \quad (7.12)$$

Das Wärmeübergangsproblem wird auf eine Verknüpfung der Kennzahlen Nu , Re , Gr , Pr reduziert.

$$Nu = f(Re, Gr, Pr) \quad (7.13)$$

Der Einfluß der freien Strömung - durch die Gr -Zahl ausgedrückt - kann wegen der erzwungenen Strömung im Plattenkanal vernachlässigt werden

$$Nu = f(Re, Pr) \quad (7.14)$$

Die empirischen Beziehungen zwischen den Ähnlichkeitskrite-

rien werden nach einem Vorschlag von Nußelt als Potenzfunktion der Form

$$Nu = C \cdot Re^m \cdot Pr^n \quad (7.15)$$

geschrieben, wobei C, m und n konstante Zahlen sind. Die Gleichung (7.15) wird durch verschiedene Änderungen den jeweiligen Wärmeübergangsproblemen angepaßt. Bei der Rohrströmung wird häufig als weitere Kenngröße das Verhältnis des Rohrdurchmessers d zur Rohrlänge l eingeführt.

Für die turbulente Rohrströmung stellte Kraußold [33] die Potenzgleichung

$$Nu = 0,032 \cdot Re^{0,8} \cdot Pr^n \cdot \left(\frac{d}{l}\right)^{0,054} \quad (7.16)$$

auf, mit $n = 0,37$ für Aufheizung und $n = 0,3$ für Abkühlung des im Rohr strömenden Fluids. Gleichung (7.16) hat sich bewährt für $10\,000 < Re < 500\,000$ bei geringer Temperaturdifferenz zwischen den Medien. Für den unteren Re-Bereich $2300 < Re < 150\,000$ und größere Temperaturdifferenzen wird besser die Gleichung von Hausen [34] angewendet.

$$Nu = 0,0235 (Re^{0,8} - 230) (1,8 Pr^{0,3} - 0,8) \left[1 + \left(\frac{d}{l}\right)^{2/3} \right] \left(\frac{\eta_F}{\eta_w} \right)^{0,14} \quad (7.17)$$

Das von Sieder und Tate [35] vorgeschlagene Korrekturglied $\left(\frac{\eta_F}{\eta_w}\right)^{0,14}$ berücksichtigt das unterschiedliche Temperaturprofil zwischen Heizen und Kühlen. In einigen Wärmeübergangsgleichungen wird statt dessen ein von Michejew [36] eingeführter Stoffwerte-Quotient $(Pr_F/Pr_w)^{0,25}$ benutzt, um die Stoffwerte bei der mittleren Flüssigkeitstemperatur zu denen bei Wandtemperatur ins Verhältnis zu setzen.

Die Stoffgrößen in Nu, Re und Pr sind auf eine mittlere Flüssigkeitstemperatur $t_m = \frac{t_E + t_A}{2}$ zu beziehen. Als charakteristische Länge wird für Nu und Re der Durchmesser d gewählt. Bei nicht kreisförmigen Querschnitten kann mit einem gleichwertigen Durchmesser d_{gl} gerechnet werden.

$$d_{gl} = \frac{4 \cdot A}{U} \quad (7.18)$$

In der Literatur wird manchmal unterschieden zwischen dem hydraulischen Durchmesser d_h und dem thermischen Durchmesser d_{th} [37]. Während beim hydraulischen Durchmesser in Gleichung (7.16) für U der gesamte benetzte Strömungsumfang eingesetzt wird, rechnet man beim thermischen Durchmesser nur mit dem Teil des Umfangs, der am Wärmedurchgang beteiligt ist. Im vorliegenden Fall des Plattenkanals ist der Unterschied zwischen d_{th} und d_h aufgrund des schmalen Spalts äußerst gering; es wird mit

$$d_{gl} = 2s \quad (7.19)$$

gerechnet, wobei s die mittlere Kanaltiefe, gebildet aus A_{Qm}/b_i , ist.

7.3 Messung der Wärmeübertragung

7.3.1 Experimentelle Bestimmung des Wärmedurchgangskoeffizienten k

Die experimentelle Ermittlung des Wärmedurchgangskoeffizienten k eines Wärmeaustauschers erfolgt nach der Definitionsgleichung

$$\dot{Q} = k \cdot A \cdot \Delta t_m \quad [W] \quad (7.20)$$

Wegen des niedrigeren Temperaturniveaus und der damit geringeren Wärmeverluste nach außen wird in dieser Arbeit der ge-

gemessene Wärmestrom $\dot{Q}_2$ des kälteren Fluids eingesetzt:

$$\dot{Q}_2 = \dot{V}_2 \cdot \rho_2(t) \cdot c_{p2}(t) \cdot (t_{2A} - t_{2E}) \quad [W] \quad (7.21)$$

Die Stoffdaten beziehen sich auf eine mittlere Temperatur t_{2m} .

$$t_{2m} = \frac{t_{2E} + t_{2A}}{2} \quad (7.22)$$

Δt_m ist die mittlere logarithmische Temperaturdifferenz aus den Ein- und Austrittstemperaturen des kalten und warmen Mediums.

Für Gleichstrom gilt:

$$\Delta t_m = \frac{(t_{1E} - t_{2E}) - (t_{1A} - t_{2A})}{\ln \frac{(t_{1E} - t_{2E})}{(t_{1A} - t_{2A})}} \quad (7.23)$$

bei Gegenstrom:

$$\Delta t_m = \frac{(t_{1A} - t_{2E}) - (t_{1E} - t_{2A})}{\ln \frac{(t_{1A} - t_{2E})}{(t_{1E} - t_{2A})}} \quad (7.24)$$

Index E = Eintritt

A = Austritt

1 = warm

2 = kalt

Aus vier Temperaturmessungen an den Ein- und Austrittsstutzen und durch eine Volumenstrommessung kann für einen Betriebspunkt der k-Wert berechnet werden.

7.3.2 Experimentelle Bestimmung des Wärmeübergangskoeffizienten α

Das übliche Verfahren der direkten Wärmeübergangsmessung

nach der Definitionsgleichung

$$\alpha = \frac{\dot{Q}}{A (t_w - t_F)} \quad (7.25)$$

läßt sich beim PWÜ aus Kunststoff nicht anwenden. Bedingt durch die besondere Bauart des PWÜ mit seinen ineinandergreifenden Profilplatten kann keine traversierbare Meßsonde zur Ermittlung örtlicher Fluidtemperaturen eingesetzt werden. Das Messen der exakten Wandtemperatur t_w mit aufgeklebten Thermoelementen verursacht nicht zulässige Störungen der Strömung. Das Einlöten dünner Mantelthermoelemente in eine Stahlplatte ist möglich, nicht aber das Einschweißen in eine dünne Kunststoffwand.

Mit dem direkten Meßverfahren ist ausschließlich die Bestimmung örtlicher Wärmeübergangskoeffizienten möglich; die Aufnahme eines größeren Temperaturfeldes ist sehr aufwendig. Ein weiteres Verfahren zur experimentellen Ermittlung von α beruht auf der Analogie zwischen Wärme- und Stoffaustausch. Wegen der "Waschbrett"-Geometrie der Platten sind keine genauen Meßwerte zu erwarten.

In dem vorliegenden Fall ist es einfacher und zuverlässiger einen mittleren Wärmeübergangskoeffizienten mittelbar aus dem gemessenen Wärmedurchgang, unter Umgehung der Wandtemperaturmessung, zu ermitteln. Die Versuche werden so durchgeführt, daß die Auswertung nach zwei unterschiedlichen Methoden erfolgen kann.

Die erste Methode baut auf ein Auswerteverfahren von Kühne [38] auf, die zweite auf ein Verfahren, das von Mollenhauer [33] angewendet wurde.

Kühne geht von der Potenzgleichung für den Wärmeübergang aus.

$$Nu = C \cdot Re^m \cdot Pr^n \quad (7.26)$$

Die nach dimensionsbehafteten Größen aufgelöste Gleichung (7.26) ergibt für beide Seiten der Wand

$$\alpha = C \cdot d^{m-1} \cdot \frac{\lambda}{\sqrt{m-n} \cdot a^n} \cdot w^m \quad (7.27)$$

Unter der notwendigen Voraussetzung, daß die Eintrittstemperaturen beider Fluide während der Wärmedurchgangsversuche konstant gehalten werden, gilt mit Einführung der Konstanten C^*

$$\alpha = C^* \cdot w^m \quad (7.28)$$

Die Wärmedurchgangsgleichung nimmt im vorliegenden Fall die Form an

$$\frac{1}{k} = \frac{1}{C_1^* \cdot w_1^{m_1}} + \frac{\delta_p}{\lambda_p} + \frac{1}{C_2^* \cdot w_2^{m_2}} \quad (7.29)$$

Die Strömungsgeschwindigkeiten w_1 , w_2 sind durch den gemessenen Volumenstrom $\dot{V}$ bekannt; k wird durch den Versuch bestimmt; δ_p und λ_p sind durch die Bauart des Apparates gegeben.

Die Versuchspunkte werden so gewählt, daß durch geeignete Kombination der Meßwerte die Exponenten m_1 und m_2 und die Konstanten C_1^* , C_2^* und damit auch C_1 und C_2 der Gleichung (7.26) bestimmt werden können.

Pro Meßreihe werden fünf Wärmedurchgangsversuche durchgeführt, die sich über einen möglichst großen Geschwindigkeitsbereich beider Stoffströme erstrecken, wobei die jeweilige Eintrittstemperatur konstant gehalten wird.

Zunächst wird für drei Meßpunkte die Strömungsgeschwindigkeit

keit w_1 konstant gehalten und w_2 variiert, danach bleibt w_2 konstant und w_1 wird verändert. Es werden drei charakteristische Geschwindigkeiten, eine Kleinstgeschwindigkeit w_k , eine mittlere Geschwindigkeit w_m und eine Größtgeschwindigkeit w_g festgelegt wobei

$$\frac{w_m}{w_k} \approx 2 \dots 3 \quad \frac{w_g}{w_k} \approx 10 \quad (7.30)$$

beträgt. Aus der Kombination der drei Geschwindigkeiten bei der Fluidströme werden fünf Wärmedurchgangskoeffizienten gemessen:

Versuch	w_1 [m/s]	w_2 [m/s]	k [W/m ² K]
1	w_{1k}	w_{2g}	k_{kg}
2	w_{1m}	w_{2g}	k_{mg}
3	w_{1g}	w_{2g}	k_{gg}
4	w_{1g}	w_{2m}	k_{gm}
5	w_{1g}	w_{2k}	k_{gk}

Mit den so erhaltenen k -Werten sind die Exponenten m_1 und m_2 iterativ aus Gleichung (7.31) und (7.32) zu berechnen.

$$\frac{\frac{1}{k_{kg}} - \frac{1}{k_{gg}}}{\frac{1}{k_{kg}} - \frac{1}{k_{mg}}} = \frac{\left[\left(\frac{w_1 g}{w_1 k} \right)^{m_1} - 1 \right] \left(\frac{w_1 m}{w_1 k} \right)^{m_1}}{\left[\left(\frac{w_1 m}{w_1 k} \right)^{m_1} - 1 \right] \left(\frac{w_1 g}{w_1 k} \right)^{m_1}} \quad (7.31)$$

$$\frac{\frac{1}{k_{gk}} - \frac{1}{k_{gg}}}{\frac{1}{k_{gk}} - \frac{1}{k_{gm}}} = \frac{\left[\left(\frac{w_2 g}{w_2 k} \right)^{m_2} - 1 \right] \left(\frac{w_2 m}{w_2 g} \right)^{m_2}}{\left[\left(\frac{w_2 m}{w_2 k} \right)^{m_2} - 1 \right] \left(\frac{w_2 g}{w_2 k} \right)^{m_2}} \quad (7.32)$$

Die Berechnung der Konstanten C in Gleichung (7.26) ergibt sich aus

$$C_1 = \frac{C_1^* \cdot d^{1-m_1} \cdot v(t)^{m_1}}{\lambda(t) \cdot Pr(t)^{n_1}} \quad (7.33)$$

$$C_2 = \frac{C_2^* \cdot d^{1-m_2} \cdot v(t)^{m_2}}{\lambda(t) \cdot Pr(t)^{n_2}} \quad (7.34)$$

mit C^* aus Gleichung (7.29)

$$C_1^* = \frac{k_{kg} \cdot k_{gg}}{k_{gg} - k_{kg}} \frac{1}{w_{1k}^{m_1}} - \frac{1}{w_{1g}^{m_1}} \quad (7.35)$$

$$C_2^* = \frac{k_{gk} \cdot k_{gg}}{k_{gg} - k_{gk}} \frac{1}{w_{2k}^{m_2}} - \frac{1}{w_{2g}^{m_2}} \quad (7.36)$$

Als Exponent n der Prandtl-Zahl wird für Heizung und Kühlung ein Mittelwert $n = 0,33$ eingesetzt.

Das beschriebene Verfahren zur indirekten Wärmeübergangsrechnung hat zwei gravierende Nachteile:

- 1) Die notwendige Versuchsbedingung, große Differenzgeschwindigkeit zwischen kaltem und warmen Stoffstrom verursacht sehr unterschiedliche Druckverluste in benachbarten Kanälen. Dadurch erfahren die biegeweichen Kunststoffplatten eine so starke Plattendurchbiegung, daß die Meßfehler infolge Geometrieabweichung in Bezug auf den ursprünglichen Kanalquerschnitt zu groß werden.
- 2) Die verwendeten Durchflußmeßgeräte sind einsetzbar für einen kleinen Meßbereich von $\dot{V}_{\max}/\dot{V}_{\min} \approx 10$ und damit auch $w_g/w_k \approx 10$. Für das beschriebene Auswerteverfahren ist das Geschwindigkeitsband zu schmal, die Meßfehler sind größer als 10 %.

Die besondere Bauart des PWÜ ermöglicht ein anderes indirektes Verfahren [33] zur experimentellen Ermittlung des mittleren Wärmeübergangskoeffizienten. Auf Grund identischer Kanalgeometrie auf der Kalt- und Warmseite stellen sich bei gleichen Volumenströmen $\dot{V}_1 = \dot{V}_2$ ebenfalls gleiche Strömungsgeschwindigkeiten $w_1 = w_2$ ein.

Aus Gleichung (7.28) folgt

$$\alpha \sim w^m \quad (7.37)$$

Auf beiden Seiten der Wärmeaustauschfläche stellen sich damit annähernd gleich große Wärmeübergangskoeffizienten ein:

$$\alpha_1 \approx \alpha_2 \quad (7.38)$$

Das Ungefähr-Zeichen ist durch den Proportionalitätsfaktor C^* bedingt, denn C^* wird aus den temperaturabhängigen Stoffgrößen $\lambda(t)$, $\nu(t)$ und $a(t)$ gebildet. Ein Wärmetransport ist nur bei vorhandenem Temperaturgefälle möglich. Damit ist $t_1 \neq t_2$. Unterschiedliche Temperaturen bewirken unterschiedliche Stoffdaten. Unter sonst gleichen Bedingungen sind also α_1 und α_2 nicht identisch gleich.

Wegen der geringen Differenz zwischen den mittleren Temperaturen t_{1m} und t_{2m} auf der Kalt- und Warmseite ist trotzdem die Gleichsetzung von α_1 und α_2 und die Einführung eines mittleren Wärmeübergangskoeffizienten α_m erlaubt:

$$\alpha_m = \alpha_1 = \alpha_2 \quad (7.39)$$

aus

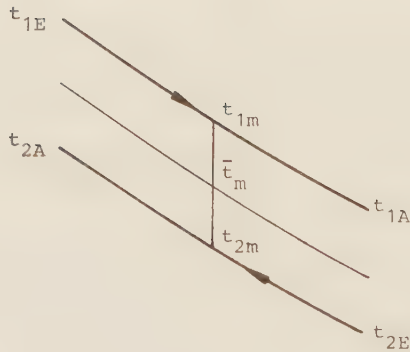
$$\frac{1}{k} = \frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2} \quad (7.40)$$

ergibt sich

$$\frac{1}{k} = \frac{2}{\alpha_m} + \frac{\delta}{\lambda_p} \quad (7.41)$$

Am Beispiel der Wasser- und Luftversuche wird der durch die Vereinfachung (Gleichung 7.39) entstehende Fehler abgeschätzt:

$$\begin{aligned} \text{Annahme: } m &= 0,7 & \bar{t}_m &= \frac{t_{1m} + t_{2m}}{2} \\ n &= 0,33 \\ t_{1m} &= 60^\circ \\ t_{2m} &= 30^\circ \\ \bar{t}_m &= 45^\circ \end{aligned} \quad (7.42)$$



aus Gleichung (7.27) und $w_1 = w_2$ gilt:

$$\frac{\alpha_m}{\alpha_1} = \frac{\lambda_m \cdot v_m^{-0,7} \cdot Pr_m^{0,33}}{\lambda_1 \cdot v_1^{-0,7} \cdot Pr_1^{0,33}} \quad (7.43)$$

$$\frac{\alpha_m}{\alpha_1} = \frac{\lambda_m \cdot v_m^{-0,7} \cdot Pr_m^{0,33}}{\lambda_2 \cdot v_2^{-0,7} \cdot Pr_2^{0,33}} \quad (7.44)$$

Wasser-Versuche:

nach Einsetzen der Stoffdaten ergibt sich

$$\frac{\alpha_m}{\alpha_1} = \frac{1,000}{1,112} = 0,899 \quad \frac{\alpha_m}{\alpha_2} = \frac{1,000}{0,884} = 1,131 \quad (7.45)$$

und Einsetzen in Gleichung (7.40)

$$\frac{1}{k} = \frac{0,899}{\alpha_m} + \frac{\delta}{\lambda_p} + \frac{1,131}{\alpha_m} \quad (7.46)$$

$$\frac{1}{k} = \frac{2,03}{\alpha_m} + \frac{\delta}{\lambda_p} \quad (7.47)$$

Die Näherung $\alpha_1 = \alpha_2 = \alpha_m$ bewirkt bei den Wasser-Versuchen einen Fehler $< 1,5 \%$.

Luft-Versuche:

$$\frac{\alpha_m}{\alpha_1} = \frac{1,000}{0,9817} = 1,018 \quad \frac{\alpha_m}{\alpha_2} = \frac{1,000}{1,0207} = 0,980 \quad (7.48)$$

$$\frac{1}{k} = \frac{1,998}{\alpha_m} + \frac{\delta}{\lambda_p} \quad (7.49)$$

Der Fehler bei den Luft-Versuchen durch die Annahme $\alpha_1 = \alpha_2$ ist $< 0,1 \%$.

7.4 Verwendete Stoffdaten

7.4.1 Stoffdaten von Wasser

Die Temperaturabhängigkeit der Stoffdaten für Wasser sind

durch die folgenden, zum Teil vereinfachten Gleichungen in den erstellten Rechenprogrammen zur Auswertung der Meßdaten berücksichtigt worden.

Kinematische Viskosität $\nu = f(t)$ [33]

$$\nu = \frac{0,0178 \cdot 10^{-4}}{1 + 0,0337 t + 0,00022 t^2} - \frac{40 - t}{25 \cdot 10^6} \left[\frac{\text{m}^2}{\text{s}} \right] \quad (7.50)$$

Dynamische Viskosität $\eta = f(t)$ [39]

$$\eta = (241,4 \cdot 10^{\frac{247,7864}{133,139 + t}}) \cdot 10^{-7} \left[\frac{\text{kg}}{\text{m} \cdot \text{s}} \right] \quad (7.51)$$

Wärmeleitfähigkeit $\lambda = f(t)$ [33]

$$\lambda = 1,163 (486 + 1,55 t - 0,005 t^2) \cdot 10^{-3} \left[\frac{\text{W}}{\text{m} \cdot \text{K}} \right] \quad (7.52)$$

Prandtl-Zahl $Pr = f(t)$ [33]

$$Pr = 10^{0,8469} + 0,5629 \lg t - 0,43316 (\lg t)^2 [-] \quad (7.53)$$

Die Stoffwerte für die Wärmekapazität c_p und Dichte ρ sind Perry/Chilton [40] entnommen.

7.4.2 Stoffdaten von Luft

Zur Auswertung der Luft-Versuche sind Stoffdatengleichungen erforderlich, die sowohl Druck- und Temperaturabhängigkeit als auch die relative Luftfeuchtigkeit ϕ berücksichtigen.

Dichte ρ : $\rho = f(p, T)$

Luft verhält sich in dem betrachteten Druck- und Temperaturbereich wie ein ideales Gas, d.h. die Dichte läßt sich nach der allgemeinen Gasgleichung berechnen:

$$\rho(p, T) = \rho_0 \cdot \frac{p}{p_0} \cdot \frac{T_0}{T} \left[\frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \right] \quad (7.54)$$

Unter Berücksichtigung der relativen Feuchtigkeit gilt nach [41]:

$$\rho(p, T, \varphi) = \left[\rho_{0, \text{tr}} \cdot \frac{p - \varphi \cdot p_s}{p_n} + 0,8038 \cdot \frac{\varphi \cdot p_s}{p_0} \right] \cdot \frac{T_n}{T_1} \left[\frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \right] \quad (7.55)$$

Index o = Normalbedingung $T_0 = 273,15 \text{ K}$
 tr = trocken $p_0 = 1,0133 \text{ bar}$
 s = Sättigung

Wird die relative Luftfeuchtigkeit vernachlässigt, beträgt bei $t = 20^\circ \text{C}$ und $\varphi = 0,5$ der Fehler $< 0,5 \%$.

Dynamische Viskosität $\eta = f(T)$

Die Druckabhängigkeit kann im schmalen Druckbereich um 1 bar vernachlässigt werden.

Die verwendete Gleichung von Sutherland lautet [42]:

$$\eta(T) = A \cdot \frac{\sqrt{T}}{1 + C/T} \left[\frac{\text{kg}}{\text{m} \cdot \text{s}} \right] \quad (7.56)$$

A und C sind Konstanten, die aus zwei bekannten Zähigkeitswerten berechnet werden.

Unter Berücksichtigung der relativen Feuchtigkeit gilt nach [43]:

$$\eta(T, p, \varphi) = \frac{\varphi \cdot p_s \cdot \eta_D + p_L \cdot \eta_{\text{tr}}}{p_D + p_L} \left[\frac{\text{kg}}{\text{m} \cdot \text{s}} \right] \quad (7.57)$$

p_D = Partialdruck des Dampfes

p_L = Partialdruck der Luft

η_D = dynamische Zähigkeit Dampf

Bei $\varphi = 0,5$ erhöht sich die dynamische Zähigkeit um 0,3 % gegenüber Gleichung (7.56).

Spezifische Wärmekapazität $c_p(p, T, \varphi)$

Im betrachteten Druck- und Temperaturbereich kann die Wärmekapazität der trockenen Luft als konstant angenommen werden. Unter Berücksichtigung der Luftfeuchtigkeit gilt für c_p : [38]

$$c_p(p, T, \varphi) = 0,112 \cdot \frac{p}{T} + 0,0209 \cdot \frac{\varphi \cdot p_D}{T} \left[\frac{\text{kcal}}{\text{m} \cdot \text{grd}} \right] \quad (7.58)$$

Bei einer Luftfeuchtigkeit von $\varphi = 0,5$ beträgt die Abweichung 0,3 % gegenüber trockener Luft.

Wärmeleitkoeffizient $\lambda(p, T)$

Für die Berechnung der Wärmeleitfähigkeit λ gilt [42]:

$$\lambda_0 = \frac{a(1 + b \cdot T) \sqrt{T}}{1 + C/T} \left[\frac{\text{W}}{\text{m} \cdot \text{K}} \right] \quad (7.59)$$

C ist identisch mit der Sutherland-Konstante in Gleichung (7.56). Die Konstanten a und b werden durch zwei bekannte λ -Werte berechnet.

8 Druckverlust im PWÜ

8.1 Druckverlust-Verteilung im PWÜ

Wärmeübergang und Druckverlust in einem Wärmeübertrager stehen in einem bestimmten Zusammenhang. Soll eine höhere Wärmeleistung erzielt werden, stellt sich im allgemeinen - gleiche Wärmeaustauschfläche vorausgesetzt - ein höherer Druckverlust ein.

Während der Wärmeübergangskoeffizient α ein Maß für die Wärmeübertragungsleistung eines Apparates ist, stellt der Druckverlust dagegen die zur Erzielung dieser Leistung aufgewendete Arbeit dar.

Der Druckverlust eines WÜ beeinflusst wesentlich seine Wirtschaftlichkeit. Es ist daher erforderlich, neben der übertragenen Wärmemenge auch den Druckabfall im Wärmeaustauscher zu berechnen.

Auf den Zusammenhang zwischen Wärmeübergang und Druckverlust wird in Kap. 11 eingegangen.

Der Druckverlust wird definiert als der Unterschied der statischen Drücke zwischen Ein- und Austritt der Fluide. Der Gesamtdruckverlust Δp_{ges} setzt sich aus verschiedenen Teil-Druckverlusten zusammen.

$$\Delta p_{\text{ges}} = \Delta p_E + \Delta p_O + \Delta p_u + \Delta p_A \quad (8.1)$$

Δp_{ges} = Gesamtdruckverlust
 Δp_E = Eintrittsdruckverlust
 Δp_O = Oberflächendruckverlust
 Δp_u = Umlenkdruckverlust
 Δp_A = Austrittsdruckverlust

Der Eintrittsdruckverlust Δp_E wird durch den Übergang von der Rohrströmung im Einlaufstutzen zur Spaltströmung im profilierten Plattenkanal verursacht, d.h. durch plötzliche Querschnittsänderung und durch Umlenkung der Strömung um 90° .

Der Oberflächendruckverlust Δp_O längs des wellenförmigen Plattenkanals hat mit 40 %...80 % - je nach Plattenschaltung und Strömungsgeschwindigkeit - den größten Anteil am Gesamtdruckverlust [44]. Der Strömungswiderstand wird durch Reibungs- und Formwiderstand der Wellenprofilierung verursacht.

Der Umlenkdruckverlust Δp_U kommt bei Reihenschaltung vor, bei der die Strömung um 180° umgelenkt wird; z.B. aus der abwärts in die aufwärts gerichtete Fließrichtung oder umgekehrt. Δp_U wird zwischen Ende des einen und Beginn des folgenden Plattenkanals gemessen.

Beim Austritt des Fluids aus dem Spaltkanal in den Auslaufstutzen der Endplatte wird durch Richtungsänderung der Strömung und durch plötzliche Querschnittsänderung der Austrittsdruckverlust Δp_A verursacht.

8.2 Druckverlust in Spaltkanälen bei laminarer und turbulenter Strömung

Nach einer gewissen Anlaufstrecke, die von der Re-Zahl und der relativen Rauigkeit der Kanalwände abhängt, stellt sich ein ausgebildeter Strömungszustand ein. Mit fortlaufender Koordinate in Strömungsrichtung ändert sich der Strömungszustand nicht mehr.

Mit Einführung eines Reibungskoeffizienten λ_R lautet die Gleichung für den Druckverlust bei Längsströmung in Rohrleitungen

$$\Delta p = \lambda_R \cdot \frac{L}{d} \cdot \frac{\rho \cdot w^2}{2} \quad (8.2)$$

$$\text{bzw. mit der Widerstandszahl } \zeta = \lambda_R \cdot \frac{L}{d} \quad (8.3)$$

$$\Delta p = \zeta \cdot \frac{\rho \cdot w^2}{2} \quad (8.4)$$

Bei nicht kreiförmigen Strömungsquerschnitten wird anstelle von d der hydraulische Durchmesser d_h eingesetzt.

8.2.1 Druckverlust bei laminarer Strömung

Die Widerstandszahl ζ ist bei laminarer Strömung lediglich von der Re-Zahl abhängig. Im laminaren Bereich gilt das Poiseuillesche Gesetz

$$\zeta_R = \frac{A}{Re} \quad (8.5)$$

in dem die Konstante A die Form des Querschnitts berücksichtigt.

$$\begin{aligned} \text{Für den Kreisquerschnitt gilt } \lambda_R &= \frac{64}{Re}, \\ \text{für den Spaltquerschnitt } \lambda_R &= \frac{96}{Re} \end{aligned} \quad (8.6)$$

[36], wenn in Re als charakteristische Länge der hydraulische Durchmesser $d_h = 2s$ eingesetzt wird. Damit gilt für laminare Strömung im Spalt

$$\Delta p = \frac{96}{Re} \cdot \frac{1}{2s} \cdot \frac{\rho \cdot w^2}{2} \quad (8.7)$$

Wird zu dem Druckverlust Δp bei voll ausgebildeter Strömung noch der Anlaufdruckverlust addiert, so erhält man den Oberflächendruckverlust Δp_o .

8.2.2 Druckverlust bei turbulenter Strömung

Im Wärmeübertrager wird wegen des deutlich besseren Wärmeübergangs in der Regel turbulente Strömung angestrebt.

Für turbulente Rohrströmung liegt eine Vielzahl Gleichungen für den Widerstandsbeiwert λ_R vor.

Im Bereich $Re = 3000 \dots 100\,000$ hat sich in der Technik die Gleichung nach Blasius bewährt

$$\lambda_R = 0,3164 \cdot Re^{-0,25} \quad [34] \quad (8.8)$$

Bis $Re = 10^6$ gilt nach Hermann

$$\lambda_R = 0,0054 + 0,3964 \cdot Re^{-0,3} \quad [34] \quad (8.9)$$

Nach Michejew [36] läßt sich für den Druckabfall im gesamten turbulenten Bereich die Beziehung

$$\lambda_R = 0,86 (\lg Re)^{-2,4} \quad (8.10)$$

anwenden.

Die Gleichungen 8.8 bis 8.10 gelten auch für nicht kreisförmige Querschnitte, wenn statt des Durchmessers d der hydraulische Durchmesser d_h eingesetzt wird.

8.2.3 Dimensionslose Gleichungen zur Darstellung des Druckverlusts

Eine exakte theoretische Ableitung für den Druckverlust im PWÜ ist wegen der komplexen Kanalgeometrie sowie der Überlagerung von Längs- und Querströmung nicht bekannt, so daß die Bestimmung der Widerstandszahl experimentell erfolgen muß. Häufig wird die Gleichung für den Druckverlust als Potenzfunktion der Form

$$\Delta p = a \cdot w^{-b} \quad (8.11)$$

$$\lambda_R = c \cdot Re^{-d} \quad (8.12)$$

geschrieben.

Zweckmäßiger ist die Darstellung in dimensionsloser Form. Die dimensionslose Kenngröße für den Druckverlust ist die Euler-Zahl Eu , die als Verhältnis von Druckkraft zu Träghheitskraft definiert ist

$$Eu = \frac{\Delta p}{\rho \cdot w^2} \quad (8.13)$$

Die Eu -Zahl wird allgemein als Potenzfunktion der Re -Zahl dargestellt

$$Eu = C \cdot Re^{-b} \quad (8.14)$$

wobei C und b durch Versuche für verschiedene Plattenschaltungen bestimmt werden müssen.

In der Literatur wird die ebenfalls dimensionslose Widerstandszahl ζ als Funktion der Re - bzw. Eu -Zahl dargestellt.

Dimensionslose Gleichungen für den Druckverlust im PWÜ, die die Geometrie der Wellenanordnung mit einbeziehen, sind von Buonopane und Troupe [45] und Rybinova [46] aufgestellt worden. Der Einfluß der Wellenanordnung der Platte auf den Druckverlust wird von Smith und Troupe [44] hervorgehoben. Dies veranlaßt Mollenhauer [33], einen Zusammenhang zwischen der Längsströmung durch einen Spalt zweier mit Wellen versehener Platten und der Strömung durch quer angeströmte und versetzt angeordnete Rohrbündel zu finden.

9 Untersuchung des Versuchs-PWÜ mit Wasser

9.1 Beschreibung des Versuchsaufbaus

Die Versuchseinrichtungen für die thermischen und hydraulischen Messungen zeigt das Fließbild in Abb. 15. Der Kaltwasserstrom für den in Kapitel 4 beschriebenen Plattenwärmetauscher W1 wird dem örtlichen Leitungsnetz entnommen und in einem 200 Liter fassenden Hochbehälter B1 gespeichert. Ein eingebautes Schwimmerventil V6 hält den Flüssigkeitsstand auf konstantem Niveau. Der offene Behälter B1 gleicht die Druckschwankungen der Wasserleitung aus.

Damit während des ganzen Jahres eine einheitliche Kaltwasser-eintrittstemperatur eingehalten werden kann - eine notwendige Voraussetzung für die Reproduzierbarkeit der Meßwerte - ist eine Zusp eisung von Warmwasser in die Kaltwasserleitung vorgesehen.

Vom B1 fließt das Kaltwasser über die Kreiselpumpe P1 ($\dot{V} = 20 \text{ m}^3/\text{h}$; $H = 60 \text{ mWS}$) zum Versuchsapparat W1. Nach dem Aufheizen im PWÜ strömt das Wasser als Rücklauf über die Volumenstrommessung (FIR2) in die Kanalisation.

Die Warmwasserversorgung erfolgt im geschlossenen Kreislauf. Von dem Ausgleichsbehälter B2 wird das Warmwasser mit der Kreiselpumpe P2 im Kreislauf durch den Prüfstand gefördert.

Die an das Kaltwasser abgegebene Wärmeenergie wird über den nachgeschalteten Wärmetauscher W2 zurückgewonnen. Mit dem an die zentrale Heißwasserversorgung ($t_{\text{max}} = 130^\circ\text{C}$) angeschlossenen Wärmeübertrager W2 kann jede gewünschte Kreislauftemperatur zwischen 30° und 85°C konstant eingestellt werden.

Der gewünschte Durchfluß wird auf der Druckseite der Pumpe durch Drosselung mit der Ventilgruppe V1 bzw. V3 eingestellt.

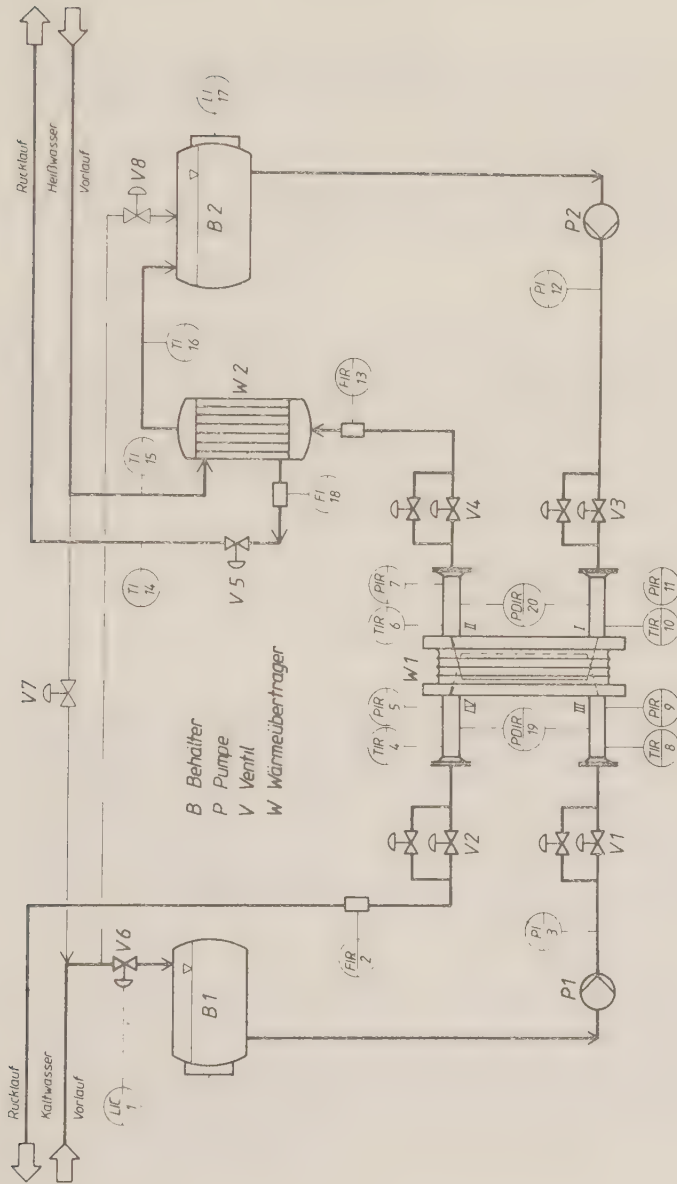


Abb. 15: Fließbild vom PWÜ-Prüfstand für den Betrieb mit Wasser

Die Grobeinstellung wird mit einem Geradsitzventil vorgenommen; die Feineinstellung erfolgt mit einem im Bypass eingebauten Nadelventil.

Die in die Austrittsleitungen eingebauten Ventile V2 und V4 erlauben die Einstellung beliebiger Differenzdrucke im Versuchsapparat W1 zwischen den Kalt- und Warmkanälen.

Die Stützen des W1 sind über flexible Schläuche mit den starren Rohrleitungen verbunden. Der Anschluß erfolgt über lösbare Schraubkupplungen, die einen schnellen Wechsel der Plattenschaltung ermöglichen. Um meßwertverfälschende Wärmeverluste zu unterbinden, ist das jeweilige Plattenpaket des W1 so aufgebaut, daß die erste und letzte Platte Blindkanäle bilden, die nicht am Wärmeaustausch teilnehmen.

9.2 Verwendete Meßgeräte

9.2.1 Durchflußmessung

Die Volumenstrommessung FIR2 und FIR13 (Abb. 15) erfolgt durch magnetisch-induktive Durchflußmesser der Fa. Fischer & Porter, bestehend aus Meßwertgeber 10D1420A Nennweite 25 und Meßumformer MAG/I. Dieses System erfüllt die gestellten Forderungen:

- a) hohe Genauigkeit ($< \pm 0,5$ % vom Endwert);
- b) breiter Meßbereich (1 : 20);
- c) geringer Druckverlust;
- d) Anschlußmöglichkeiten an das Datenerfassungsgerät "Auto-data eight".

Im Meßwertgeber wird ein Wechsell magnetfeld aufgebaut. Das durchfließende Wasser induziert eine Spannung, die dem Durchfluß $\dot{V}$ proportional ist. Der verwendete Meßumformer zeigt den

Volumenstrom digital in m^3/h an. Zusätzlich wird das Signal im Datenerfassungssystem ausgedruckt.

Der Durchflußmesser (FIR18) erleichtert das Einstellen der Meßpunkte. An ihn werden keine besonderen Genauigkeitsanforderungen gestellt; verwendet wurde ein Flügelradzähler.

9.2.2 Temperaturmessung

Die Temperaturmessung in den Ein- und Austrittsstutzen des Versuchsapparates muß wegen der geringen Temperaturdifferenz sehr exakt erfolgen. Es werden Thermoelemente vom Typ "Thermocoax" der Fa. Philips verwendet. Für das Thermopaar wird Cromel/Alumel wegen der hohen Thermospannung von $41 \mu\text{V}/\text{K}$ gewählt. Die Temperatur-Spannungs-Charakteristik verläuft linear. Die zulässig Abweichung ist kleiner $\pm 0,75 \%$. Die Thermoelemente sind über Ausgleichsleitungen mit dem Scanner des Datenerfassungsgeräts verbunden, das auch die notwendige Temperaturvergleichsstelle, die hier elektrisch nachgebildet wird, enthält.

Die gemessenen Temperaturen werden direkt in $^{\circ}\text{C}$ angezeigt und zusätzlich mit den Größen Druck und Volumenstrom ausgedruckt.

Bessere Ergebnisse konnten bei der Temperaturmessung mit Quecksilber-Glasthermometern mit $1/10 \text{ K}$ -Teilung erzielt werden, die eine Ablesung von $5/100 \text{ K}$ ermöglichen. Die benutzten Labor-Feinthermometer (0° bis 50°C) sind mit Prüfschein-Thermometern geeicht worden.

Zur Aufnahme der Thermometer sind wegen der hohen Wärmeleitfähigkeit Kupfer-Hülsen in die Stutzen des PWÜ eingelötet worden. Als wärmeleitende Kontaktflüssigkeit wird Glycerin verwendet.

9.2.3 Druckmessung

Die Druckmessung an den vier Stützen des PWÜ wird sowohl mit genauen Manometern der Klasse 0,6 als auch mit induktiv arbeitenden Druckaufnehmern der Fa. HBM vom Typ P11 vorgenommen. Das elektrische Ausgangssignal wird mit einem Trägerfrequenz-Meßverstärker verstärkt und im Datenerfassungsgerät registriert und zusätzlich digital angezeigt. Der Fehler beträgt $< 0,5 \%$ vom Endwert.

Die Differenzdruckmessung zwischen den Ein- und Austrittsstützen ist mit den induktiven Differenzdruckaufnehmern (PDIR 19 und 20) vom Typ PD1 der Fa. HBM direkt möglich. Der maximale Differenzdruck beträgt ≤ 5 bar mit einem Linearitätsfehler von $< 1 \%$.

9.3 Versuchsdurchführung

9.3.1 Warmversuche

Untersucht wird der übertragene Wärmestrom $\dot{Q}$, der Wärmeüber- und Wärmedurchgang. Das Versuchsprogramm umfaßt Messungen an profilierten Polycarbonat-Kunststoffplatten und - zum Vergleich - zusätzlich an Original-Stahlplatten. Der Plattenapparat wird mit den möglichen Schaltungen: Reihen-, Parallel- und Gruppenschaltung untersucht. Bei der Reihenschaltung, der Schaltung mit 180° Umlenkung der Strömungsrichtung, sind die einzelnen Blöcke durch Blindkanäle voneinander getrennt. Ein Wärmeaustausch zwischen den Blöcken wird dadurch unterbunden.

Die Messungen umfassen Plattenpakete bis maximal 6 Kalt-/ 6 Warmkanäle bei Parallelschaltung. Bei der Reihenschaltung werden die Untersuchungen wegen des sehr stark ansteigenden Druckverlusts durch die 180° -Umlenkung der Stoffströme auf 3 Blöcke begrenzt.

Sämtliche Plattenanordnungen werden sowohl im Gleich- als auch im Gegenstrom gemessen. Durch Variation der Warmwasser-eintrittstemperatur wird der Temperatureinfluß auf den Wärmeübergang untersucht. Die Temperatur des Kaltwassers wird während der Meßreihen konstant bei ca. 10°C gehalten. Eventuelle Temperaturschwankungen werden mit dem Warmwasser-Zumischventil V7 (Abb. 15) korrigiert.

Sämtliche Versuchspunkte werden im stationären Zustand aufgenommen. Von jeder Einstellung werden innerhalb von 5 Minuten fünf Ausdrücke geschrieben. Für die Auswertung wird der arithmetische Mittelwert der Ausdrücke verwendet.

Bei den Wasserversuchen liegt der Untersuchungsbereich der Strömungsgeschwindigkeit im Plattenkanal zwischen $w = 0,06 \text{ m/s}$ bis 5 m/s , entsprechend $Re \approx 400$ bis $Re \approx 28\,000$.

Die Untersuchung des PWÜ mit Polycarbonat-Platten ergab zunächst beträchtliche Schwierigkeiten. Das Plattenpaket konnte bei großen Strömungsgeschwindigkeiten nicht ausreichend abgedichtet werden. Die für die Plattendichtung notwendige Anpresskraft verursacht ein Ausweichen der eingeklebten Dichtungsmaske aus der vorgesehenen umlaufenden Nut. Dies führt zu einer nicht zu vernachlässigenden Leckage. Die Verwendung verschiedener Dichtungswerkstoffe mit unterschiedlicher Härte aus

Butyl-Kautschuk,

Silikon-Kautschuk und

Viton

brachten keine besseren Resultate.

Abhilfe wird dadurch geschaffen, daß die elastische PC-Platte einen biegesteifen Stützrahmen für die Dichtung erhält. Dazu wird die Original-Metallplatte so ausgesägt, daß im wesentlichen nur der Teil übrig bleibt, der ohnehin nicht für den Wärmedurchgang relevant ist. In den mit einer Dichtung ver-

sehenen Metallrahmen wird die profilierte Wärmeaustauschplatte aus Polycarbonat eingeklebt.

Diese Lösung kann nur als ein Behelf angesehen werden um die Untersuchung über einen breiteren Geschwindigkeitsbereich zu erstrecken. Auf keinen Fall läßt sich diese Konstruktion im industriellen Einsatz wirtschaftlich verwenden.

9.3.2 Auswertung der Warmversuche

Das in Kapitel 7.3.2 beschriebene Verfahren nach Kühne [38] zur Ermittlung der Wärmeübergangskoeffizienten hat sich bei den Wasserversuchen am PC-Apparat nicht bewährt. Prinzipbedingt werden nach diesem Verfahren in benachbarten Kanälen sehr unterschiedliche Strömungsgeschwindigkeiten eingestellt. Die sich daraus ergebenden unterschiedlichen Druckverluste im Warm- und Kaltkanal verursachen beträchtliche Plattendurchbiegungen mit erheblichen Abweichungen von der ursprünglichen Kanalgeometrie. Die ohnehin vorhandenen Dichtungsprobleme sind durch das Meßverfahren nach Kühne deutlich größer geworden.

Bei dem in Kap. 7.3.2 beschriebenen Meßverfahren nach Mollenhauer [39] werden gleiche Strömungsgeschwindigkeiten für den Kalt- und Warmstrom eingestellt; dieses Verfahren liefert gute Meßergebnisse.

Die Auswertung der im Versuch ermittelten Meßdaten erfolgt auf einem Digitalrechner (Johne + Reilhofer) nach den folgenden Rechenschritten:

Übertragene Gesamtwärmeleistung $\dot{Q}_{2G}$:

$$\dot{Q}_{2G} = \dot{V}_{2G} \cdot \rho_{2G}(t) \cdot c_{p2}(t) \cdot (t_{2A} - t_{2F}) \quad (18.1)$$

Für (t) gilt: $\frac{t_{2E} + t_{2A}}{2}$

Index:

E = Eintritt

A = Austritt

1 = warm

2 = kalt

m = mittel

mittlere logarithmische Temperaturdifferenz Δt_m

$$\Delta t_m = \frac{(t_{1E} - t_{2E}) - (t_{1A} - t_{2A})}{\ln \frac{(t_{1E} - t_{2E})}{(t_{1A} - t_{2A})}} \quad \text{Gleichstrom} \quad [^{\circ}\text{C}] \quad (9.2)$$

$$\Delta t_m = \frac{(t_{1A} - t_{2E}) - (t_{1E} - t_{2A})}{\ln \frac{(t_{1A} - t_{2E})}{(t_{1E} - t_{2A})}} \quad \text{Gegenstrom} \quad [^{\circ}\text{C}] \quad (9.3)$$

Wärmedurchgangskoeffizient k

$$k = \frac{\dot{Q}_{2G}}{A_P \cdot \Delta t_E (Z_1 + Z_2 - 1)} \quad \left[\frac{\text{W}}{\text{m}^2 \text{K}} \right] \quad (9.4)$$

$$\frac{1}{k} = \frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta_P}{\lambda_P} + \frac{1}{\alpha_2} \quad \lambda_P = f(t) \quad (9.5)$$

$$\alpha_1 = \alpha_2 = \alpha_m \quad Z = \text{Anzahl der Platten}$$

mittlerer Wärmeübergangskoeffizient α_m

$$\alpha_m = \frac{\dot{Q}}{\frac{1}{k} - \frac{\delta_P}{\lambda_P}} \quad \left[\frac{\text{W}}{\text{m}^2 \text{K}} \right] \quad (9.6)$$

$$\text{Nu} = \frac{\alpha_m \cdot d_h}{\lambda(t)} \quad [-] \quad (9.7)$$

$$d_h = \frac{4 \cdot A_Q}{U_2} \approx 2s \quad [\text{m}] \quad (9.8)$$

$$\text{Pr}_2(t) \rightarrow \text{Pr}_2(t)^q \quad (9.9)$$

für q wird der arithmetische Mittelwert der von Kraussold vorgeschlagenen Exponenten $q_{\text{Heizen}} = 0,37$ und $q_{\text{Kühlen}} = 0,30$ gewählt: $q = 0,335$

mittlere Strömungsgeschwindigkeit w_2

$$w_2 = \frac{\dot{V}_{2G}}{Z_2 \cdot A_Q} \quad \left[\frac{\text{m}}{\text{s}} \right] \quad (9.10)$$

$$\text{Re}_2 = \frac{w_2 \cdot d_h}{\nu(t)} \quad [-] \quad (9.11)$$

Die Wärmeübergangsgleichung

$$\text{Nu} = C \cdot \text{Re}^m \cdot \text{Pr}^q \quad (9.12)$$

kann in Diagrammform dargestellt werden als

$$\frac{\text{Nu}}{\text{Pr}^q} = f(\text{Re}) \quad (9.13)$$

Im doppeltlogarithmischen Maßstab ergibt die Funktion eine Gerade. Aus dem Ordinatenabschnitt und der Steigung oder besser durch lineare Regression der gefundenen Wertepaare

$$\lg \frac{\text{Nu}}{\text{Pr}^q} / \lg \text{Re} \quad (9.14)$$

lassen sich C und m für die Wärmeübergangsgleichung errechnen.

Die im Kapitel 7.4.1 aufgeführten Gleichungen für die Stoffwerte von Wasser sind in dem erstellten Rechenprogramm berücksichtigt. Für die spezifische Wärmekapazität c_p und die Dichte wurden im Rechner Tabellen aus Perry/Chilton [40] gespeichert.

9.3.3 Druckverlustmessungen

Die Druckverlustmessungen erfolgen unabhängig von den Warmversuchen zur Ermittlung des Wärmeübergangs. Die Untersuchungen werden an Plattenschaltungen mit 1 bis 4 Parallel-Kanälen und 1 bis 3 Umlenkungen vorgenommen. Vorversuche haben gezeigt, daß es unerheblich ist, ob die Druckverlustmessungen an den Polycarbonat-Platten oder an den Original-Stahlplatten gemacht werden. Wegen der wesentlich größeren Formstabilität der Metallplatten im Vergleich zu den biegeweichen PC-Platten werden die Messungen mit den Original-Platten gemacht.

Um ein Durchbiegen der Platten auszuschließen, werden zwei Maßnahmen getroffen:

- 1) Einstellung gleicher Volumenströme ($\dot{V}_1 = \dot{V}_2$) für Kalt- und Warmseite;
- 2) Einregulierung auf gleiche Drücke an den Austrittsstutzen mit den Ventilen V2 und V4 (Abb. 15).

Für die Auswertung werden die Drücke und die Temperaturen an den vier Apparatestutzen und die Volumenströme $\dot{V}_1$ und $\dot{V}_2$ vom Datenerfassungsgerät registriert. Von jeder Einstellung werden mehrfach die Daten ausgedruckt. Für die Versuchsauswertung wird der arithmetische Mittelwert verwendet.

9.3.4 Auswertung der Druckverlustmessungen

Die Berechnung von Δp und der Druckverlustbeziehung $Eu = f(Re)$ wird auf einem Digitalrechner aus den Meßwerten $\dot{V}_1$, $\dot{V}_2$, P_{1E} , P_{1A} , P_{2E} , P_{2A} sowie den vier Eintritts- und Austrittstemperaturen nach folgenden Rechenschritten durchgeführt:

Strömungsgeschwindigkeit w im Kanal

$$w_1 = \frac{\dot{V}_{1G}}{Z_1 \cdot 3600 \cdot A_Q} \quad \left[\frac{m}{s} \right] \quad (9.15)$$

$$Re_1 = \frac{w_1 \cdot d_h}{\nu(t)} \quad [-] \quad (9.16)$$

für Re wird als charakteristische Länge $d_h = 2s$ eingesetzt.

Für $\nu(t)$ gilt Gleichung (7.50).

$$(t) = \frac{t_{1E} + t_{1A}}{2}$$

Druckverlust Δp

$$\Delta p_1 = p_{1E} - p_{1A} - \left[\frac{\rho_1(t) \cdot 9,81 \cdot h}{10^5} \right] [\text{bar}] \quad (9.17)$$

$$[p] = \text{bar} \quad [\rho] = \text{kg/m}^3 \quad [h] = \text{m}$$

Die Differenzhöhe h zwischen Ein- und Austrittsstutzen eliminiert den zusätzlichen hydrostatischen Druck (Abb. 7). Je

nach Schaltung beträgt $h = \begin{pmatrix} + 0,647 \\ 0 \\ - 0,647 \end{pmatrix} \text{ m.}$

$$Eu = \frac{\Delta p_1}{\rho_1(t) \cdot w_1^2 \cdot 10^5} \quad [-] \quad (9.18)$$

Die Euler-Zahl wird als Potenzfunktion der Re -Zahl dargestellt

$$Eu = C \cdot Re^{-b} \quad (9.19)$$

Im doppeltlogarithmischen Maßstab ergibt die Funktion (9.19) eine Gerade. Aus dem Ordinatenabschnitt und der Steigung oder durch lineare Regression der errechneten Wertepaare wird C und b ermittelt.

9.4 Versuchsergebnisse der thermohydraulischen Untersuchung

Die übertragene Wärme $\dot{Q}$ des untersuchten Kunststoff-PWÜ mit 0,26 mm dicken Polycarbonat-Platten ist unter sonst gleichen Versuchsbedingungen deutlich geringer als beim Vergleichsapparat mit Edelstahlplatten ($\delta = 1,02 \text{ mm}$) (Abb. 16). Bei $Re = 5000$, entsprechend einer Strömungsgeschwindigkeit von ca. 0,9 m/s, sind für den PWÜ aus Kunststoff eine Wärmestromdichte von $\dot{q}_{PC} \approx 14 \text{ kW/m}^2$ gemessen worden. Die Wärmestromdichte des Metall-WÜ liegt dagegen mit $\dot{q}_{St} = 88 \text{ kW/m}^2$ um den Faktor 6,3 höher.

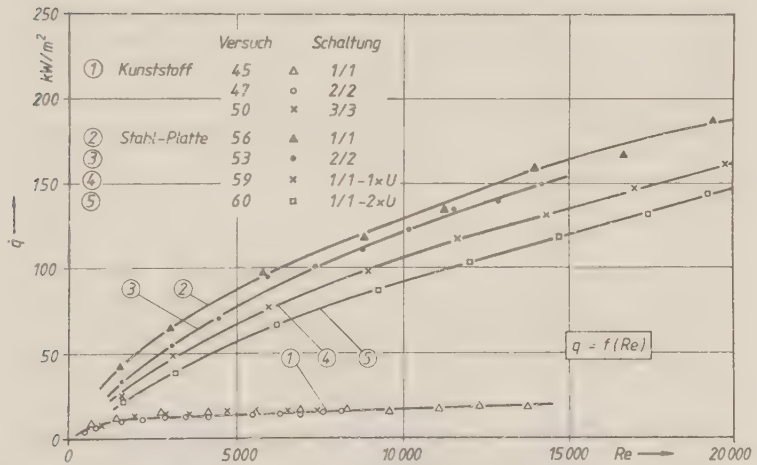


Abb. 16: Wärmestromdichte $\dot{q}$ für PC- und St-Platten aus Versuchen mit Wasser

Der sehr flache Kurvenverlauf (①, Abb. 16) des PWÜ-K legt es nahe, den PC-Wärmeaustauscher mit wesentlich geringerer Strömungsgeschwindigkeit zu betreiben. Bei einer Strömungsgeschwindigkeit von $w = 0,25 \text{ m/s}$ fällt die Wärmestromdichte nur geringfügig auf $\dot{q}_{PC} = 12 \text{ kW/m}^2$, während beim Stahlappa-

rat ein starker Abfall von mehr als 50 % auf $\dot{q}_{St} = 42 \text{ kW/m}^2$ zu verzeichnen ist.

Bedingt durch die relativ kurze Plattenlänge ($L \approx 0,65 \text{ m}$) und den sehr guten Wärmeübergang kann bei der Schaltung ohne Umlenkung kein nennenswerter Unterschied für die übertragene Wärme zwischen Gleich- und Gegenstrom festgestellt werden.

Die Ergebnisse der Wärmeübergangsmessung für verschiedene Schaltungen sind dimensionslos als Funktion der Re-Zahl in Abb. 17 dargestellt. Ein Umschlag von turbulente in laminare Strömung ist bis $Re = 10^3$ nicht zu erkennen. Zum Vergleich ist der Wärmeübergang für turbulente Rohrströmung nach Kraussold und die für niedrige Re-Zahlen besser geeignete Gleichung nach Hausen eingetragen. Für $Re = 5000$ ist am Plattenwärmeübertrager ein mittlerer Wärmeübergangskoeffizient von $\alpha_{PWÜ} = 10\,000 \text{ W/m}^2\text{K}$ gemessen worden. Bei gleicher

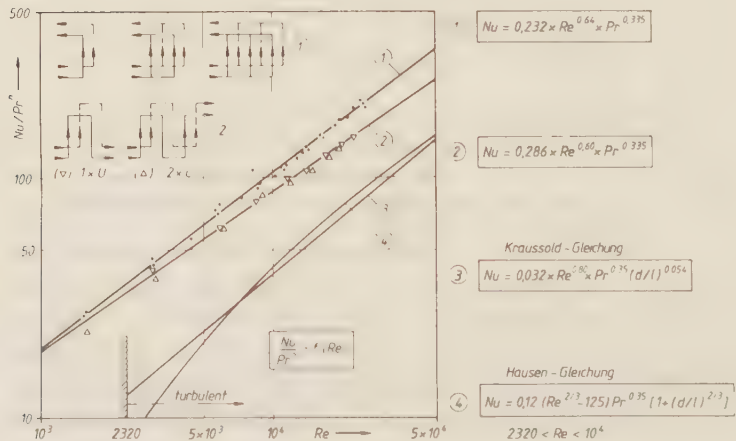


Abb. 17: Wärmeübergang bei unterschiedlicher Plattenschaltung im Vergleich zum Wärmeübergang im Rohr

Re-Zahl ist der Wärmeübergang im Rohr mit $\alpha_{\text{Rohr}} = 3\,200 \text{ W/m}^2\text{K}$ wesentlich geringer, wenn als charakteristische Abmessung für das Rohr $d_h = d$ und für den Plattenkanal $d_h = 2s$ eingesetzt wird.

Die Meßergebnisse für den Wärmedurchgangskoeffizienten k sind in Abb. 18 für PWÜ aus Polycarbonat und Stahl dargestellt.

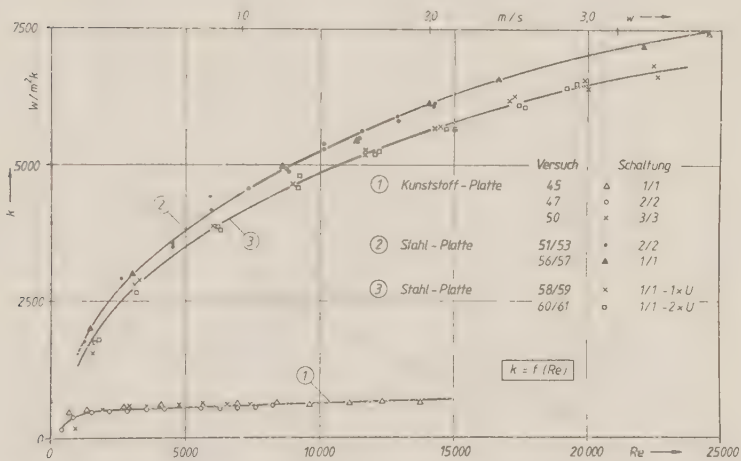


Abb. 18: Wärmedurchgangskoeffizient k für Kunststoff- und Stahlplatten beim Betrieb mit Wasser

Bei einer Strömungsgeschwindigkeit von $w = 0,9 \text{ m/s}$ ($Re \approx 5000$) beträgt der Wärmedurchgang bei

Kunststoff-Platten: $k_{\text{PC}} = 550 \text{ W/m}^2\text{K}$

Stahl-Platten: $k_{\text{St}} = 3\,800 \text{ W/m}^2\text{K}$

Für $w = 0,25 \text{ m/s}$ fällt der k -Wert des PWÜ-K nur geringfügig auf $k_{\text{PC}} = 500 \text{ W/m}^2\text{K}$, während beim Stahlapparat der Wert auf $k_{\text{St}} = 2000 \text{ W/m}^2\text{K}$ abfällt.

Die Ergebnisse der Druckverlustmessungen werden in Abb. 19 bis 22 dargestellt. Der mit wachsender Plattenanzahl steigende Druckverlust bei konstanter Strömungsgeschwindigkeit im Spalt hat seine Ursache in der größeren Strömungsgeschwindigkeit im Ein- und Auslaufstutzen. Bei Plattenschaltungen mit Umlenkungen steigt der Druckverlust proportional zu der Anzahl der 180° -Umlenkungen (Abb. 19).

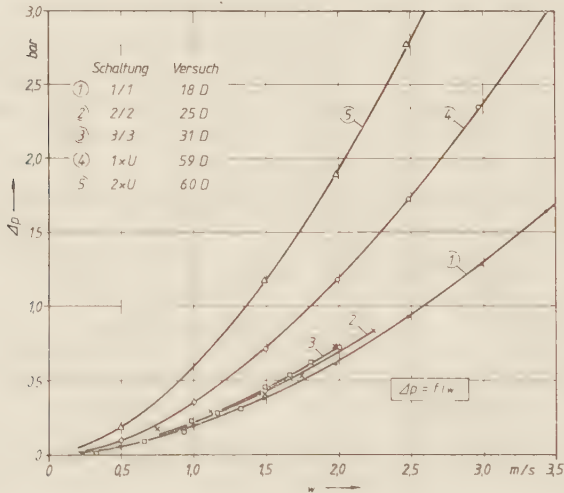


Abb. 19: Druckverlust für verschiedene Plattenschaltungen bei Wasserströmung

Bei Verwendung des Widerstandsbeiwerts λ gilt für den Druckverlust

$$\Delta p = \lambda \cdot \frac{\rho \cdot w^2}{2} \quad (8.4)$$

Nach Blasius ist für turbulente Rohrströmung

$$\lambda = 0,3164 \cdot \text{Re}^{-0,25} \quad (8.8)$$

daraus folgt:

$$\Delta p \sim w^{1,75}$$

Die in Abb. 20 dargestellten Meßergebnisse ergeben für den verwendeten PWÜ im turbulenten Bereich einen fast identischen Zusammenhang mit der turbulenten Strömung im Rohr.

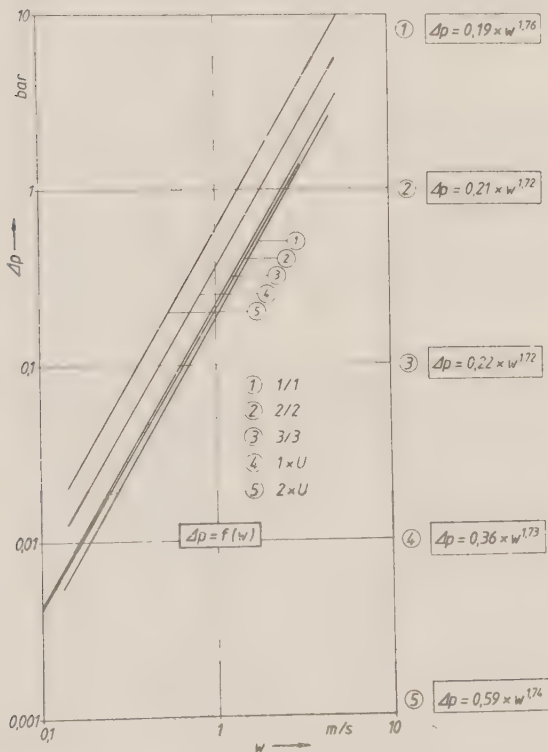


Abb. 20: Gleichungen für den Druckverlust aus Messungen mit Wasser

Der Umschlag von turbulente in laminare Strömung ist in der Abb. 21 $\lambda = f(\text{Re})$ deutlich zu erkennen. Der Widerstandsbeiwert λ des Versuchs-PWÜ bei laminarer Strömung ($\text{Re} < 10^3$) wird durch die Geraden (2a) und (3a) beschrieben. Die Steigung der Geraden stimmt gut mit der Funktion $\lambda = \frac{96}{\text{Re}}$ überein; die in [36] für laminare Strömung im planparallelen Spalt angegeben ist. Die Darstellung der Druckverlustmessungen in dimensionsloser Schreibweise für verschiedene Plattenschaltungen wird in Abb. 22 veranschaulicht.

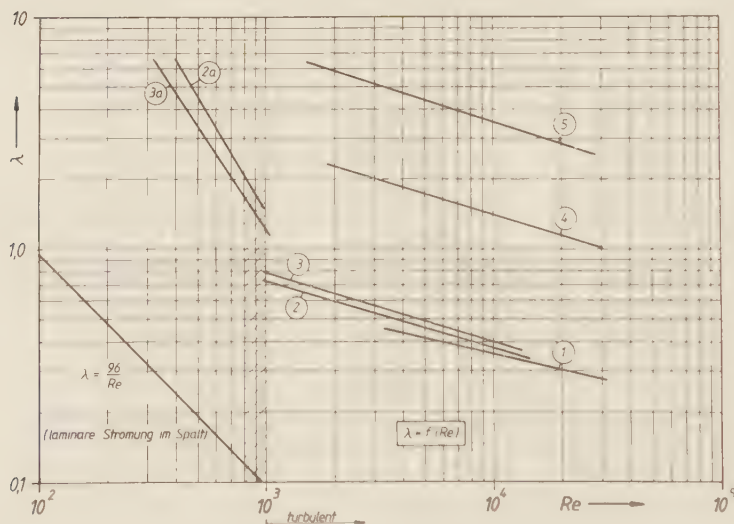


Abb. 21: Widerstandsbeiwert λ für Wasserströmung im PWÜ

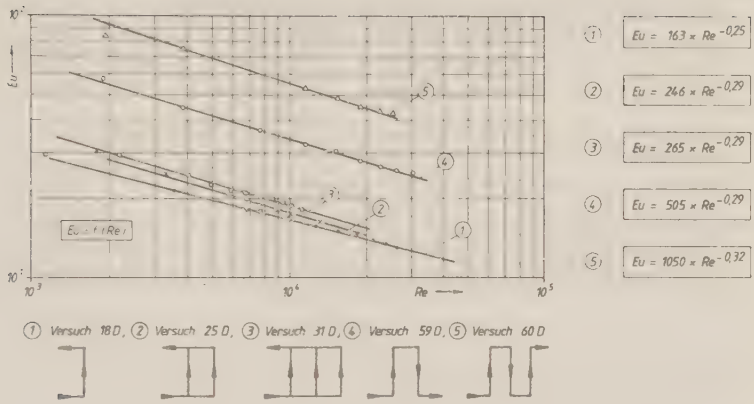


Abb. 22: Dimensionslose Darstellung des Druckverlustes für verschiedene Plattenschaltungen aus Versuchen mit Wasser

10 Untersuchung des Versuchs-PWÜ mit Luft

Die mit Wasser durchgeführten Versuche am Kunststoff-PWÜ zeigen keine vielversprechenden Ergebnisse.

Die geringe Plattenfestigkeit führt zu unzulässigen Verformungen, mit der häufigen Folge von Leckage am Plattenpaket. Zum anderen verursacht die geringe Wärmeleitfähigkeit des Kunststoffs bei dem sehr guten Wärmeübergang von Wasser an die Wand einen steilen Abfall des Wärmedurchgangskoeffizienten k .

Beim Betrieb des Kunststoff-PWÜ mit Luft - wie es z.B. in der Lüftungs- und Klimatechnik denkbar ist - treten die Probleme mit der geringen Festigkeit und der niedrigen Wärmeleitfähigkeit des Kunststoffs nicht so gravierend in Erscheinung.

Neue Versuche mit Luft zur Untersuchung des Wärmeübergangs sind erforderlich. Die mit Wasser durchgeführten Versuche lassen sich nicht auf Luft übertragen. Modellversuche müssen physikalisch ähnlich zum nachzubildenden Vorgang verlaufen. Ein ähnlicher Strömungszustand ist mit $Re_{Luft} = Re_{Wasser}$ erfüllbar. Es kann aber nicht gleichzeitig der Wärmeübergang ähnlich nachgebildet werden, weil die zusätzliche Bedingung $Pr_{Wasser} = Pr_{Luft}$ nicht zu verwirklichen ist.

10.1 Beschreibung der Versuchsanlage

Der Prüfstand zur Untersuchung des Kunststoff-PWÜ mit Luft ist so aufgebaut, daß eine schnelle Umstellung der Meßstrecke von Gleich- auf Gegenstrom möglich ist. Erreicht wird dies durch eine flexible Schlauchverbindung zu den Rohrleitungen (DN 50) der Meßstrecke. Ein notwendiger Umbau des Plattenpakets zu einer alternativen Plattenschaltung ist ohne großen Aufwand zu realisieren.

Auf der "Warm"-Seite (Index "1") wird Luft mit einem elektrischen Erhitzer stufenlos bis auf $t_{\max} < 100\text{ }^{\circ}\text{C}$ erwärmt, während auf der "Kalt"-Seite (Index "2") Luft mit Raumtemperatur zur Verfügung steht.

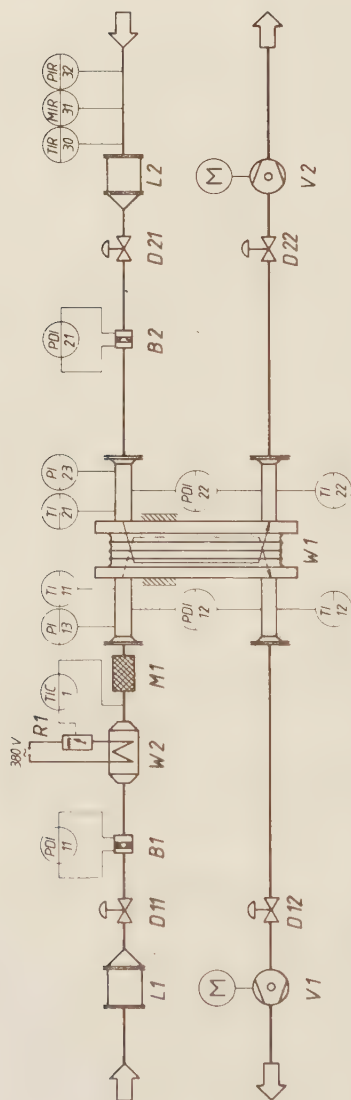
Der Prüfstand für die Untersuchung im Luftbetrieb wird in Abb. 23 schematisch dargestellt:

Das Gebläse V1 saugt Luft mit Raumtemperatur durch den Luftfilter L1 an, der gleichzeitig die Funktion eines Schalldämpfers ausübt. Die Blendenmeßstrecke B1 zeigt über den Wirkdruck (PDI11) den jeweiligen Volumenstrom an. In dem nachgeschalteten Lufterhitzer W2 wird die Luft auf die vorgegebene Temperatur erwärmt. Der in die Rohrleitung eingebaute statische Mischer M1 bewirkt ein gleichförmiges Temperaturprofil über den Rohrquerschnitt. Im PWÜ gibt der Warmluftstrom Wärmeenergie an den Kaltluftstrom ab. Zur Vermeidung von meßwertverfälschenden Wärmeverlusten ist der PWÜ mit Styropor isoliert.

Der gewünschte Volumenstrom wird mit der Drosselklappe D12 anhand einer Gradscheibe eingestellt. Die Klappe D11 ermöglicht den Betrieb mit unterschiedlichen Vordrucken.

Auf der "Kalt"-Seite ist der Prüfstand entsprechend aufgebaut, jedoch unter Wegfall des Lufterhitzers.

Als Gebläse wird ein Seitenkanalverdichter der Fa. K. W. Müller eingesetzt. Diese Konstruktion ermöglicht eine sehr große Druckerhöhung, die sonst nur mit mehrstufigen Gebläsen zu erzielen ist. Seitenkanalverdichter liefern ölfreie Luft und erlauben die Nutzung des gesamten Bereichs der Drosselkurve bis zur totalen Drosselung des Volumenstromes. Allerdings steigt bei starker Reduzierung des Volumenstromes die Lufttemperatur ungewollt auf Temperaturen bis $70\text{ }^{\circ}\text{C}$ an. Dieser Nachteil wird umgangen, indem das Gebläse saugseitig gesteuert wird (Abb. 23).



W Wärmeaustauscher, R Regler, L Luftfilter, M Mischer, B Blande, V Verdichter, D Drosselklappe, V Verdichter

Abb. 23: Fließbild vom PWÜ-Prüfstand für den Betrieb mit Luft

Gebläse-Daten: Elekt rotor-Seitenkanalverdichter
Typ SD6

Volumenstrom $\dot{V}_{\max} = 270 \text{ m}^3/\text{h}$

Gesamtdruckdifferenz $\Delta p_{\text{gesD}} = 260 \text{ mbar}$
(druckseitige Drosselung)

$\Delta p_{\text{gesS}} = 215 \text{ mbar}$
(saugseitige Drosselung)

Der verwendete elektrische Lufterhitzer (W2) ist ein Gerät des Typs AR der Fa. MKN. Der Lufterhitzer ist ausgelegt für einen Durchsatz bis $1000 \text{ m}^3/\text{h}$, entsprechend einer Strömungsgeschwindigkeit von ca. 7 m/s . Die maximale Heizleistung von $10,5 \text{ kW}$ ist in der Versuchsreihe auf $4,5 \text{ kW}$ reduziert worden.

Zur stufenlosen Regelung der Austrittstemperatur ist das Steuergerät R1 entwickelt worden. Mit einer elektronischen Phasenanschnittssteuerung wird die elektrische Leistung der Heizelemente verlustlos geregelt. Die Schwankungsbreite der Lufttemperatur nach dem Erhitzer ist vernachlässigbar gering.

10.2 Meßeinrichtungen

Die Meßgeräte für Druck und Temperatur am Versuchs-PWÜ (W1) sind identisch mit denen in Kapitel 9.2.

Bei der Temperaturmessung ist jedoch zu berücksichtigen, daß sich in einer reibungslosen Gasströmung Temperaturänderungen einstellen, wenn längs der Stromlinie Druck und Geschwindigkeit sich ändern. Die Temperaturänderung der mit hoher Geschwindigkeit w_{∞} strömenden Luft im Stutzen des WÜ bei Abbremsung auf die Geschwindigkeit $w = 0$ im Staupunkt des Thermometers wird abgeschätzt:

Die Gleichung für die Temperaturerhöhung im Staupunkt durch isentrope Verdichtung lautet

$$\Delta t_{\text{isentrop}} = t_0 - t = \frac{w_{\infty}^2}{2c_p} \quad (10.1)$$

mit $D = 54,5 \text{ mm}$

$$\dot{m}_{L\max} < 3 \cdot 10^{-2} \text{ kg/s} \rightarrow w_{\max} = w_{\infty} = 10,7 \text{ m/s}$$

$$t = 20 \text{ }^{\circ}\text{C} \quad \rightarrow \quad \rho_L = 1,2 \text{ kg/m}^3$$

$$p = 1 \text{ bar} \quad \rightarrow \quad c_{pL} = 1,0 \text{ kJ/kgK}$$

$$\Delta t_{\text{isentrop}} \leq 0,05 \text{ K}$$

=====

Damit liegt Δt_{is} unterhalb der Ablesegenauigkeit des Hg-Thermometers. Im Austrittsstutzen tritt unter ähnlichen Bedingungen eine gleichgroße Temperaturerhöhung auf; der Effekt wird dadurch fast vollkommen kompensiert.

Die relative Luftfeuchtigkeit ϕ , die Raumlufttemperatur und der Luftdruck p_{At} werden mit einer Barometerstation der Fa. W. Lambrecht aufgenommen. Die Meßstation steht während der Versuchsdurchführung in unmittelbarer Nähe des Lufteinlasses.

Die Messung des Luftvolumenstroms wird mit Normblenden nach DIN 1952 in den Meßstrecken B1 und B2 vorgenommen. Um Messungen über einen breiten Geschwindigkeitsbereich mit ausreichend großen Wirkdrücken vornehmen zu können, stehen vier Blenden mit unterschiedlichen Öffnungsverhältnissen zur Verfügung (Tab. 4).

Blenden-Nr.	Blenden-Durchmesser d in mm	Öffnungsverhältnis m	m ²
1	16.57	0.0926	0.0086
2	29.50	0.2935	0.0862
3	39.315	0.5214	0.2718
4	23.09	0.1798	0.0323

Tabelle 4: Verwendete Meßblenden

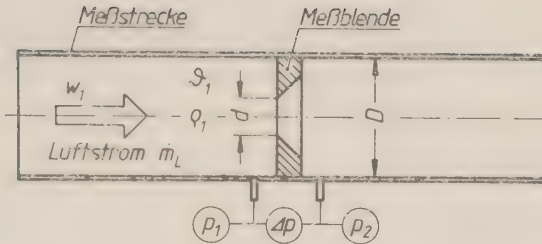


Abb. 24: Schematische Darstellung der Blendenmessung

Aus der Energie- und Kontinuitätsgleichung wird die Durchflußgleichung für den Massenstrom $\dot{m}_L$ gebildet

$$\dot{m}_L = \alpha \cdot \epsilon \cdot m \cdot A_D \cdot \sqrt{2 \cdot \Delta p \cdot \rho_1} \quad (10.2)$$

$\dot{m}_L$ Massenstrom

α Durchflußzahl

ϵ Expansionszahl

m Öffnungsverhältnis

$$m = \frac{A_d}{A_D} = \frac{d^2}{D^2}$$

$\Delta p = p_1 - p_2$ Wirkdruck der Blende

ρ_1 Dichte vor der Blende

Die Durchflußzahl $\alpha = f(Re, m^2)$ ist in DIN 1952 [47] als Funktion von der Reynoldszahl und dem Öffnungsverhältnis dargestellt. Die Re-Zahl wird auf den Rohrdurchmesser D bezogen. Die Dichte ρ_1 und die dynamische Zähigkeit ν_1 für die Re-Zahl beziehen sich auf den Druck p_1 und die Temperatur t_1 (siehe Kap. 7.4.2). Die Expansionszahl ϵ für Normblenden für Gase in Abhängigkeit vom Druckverhältnis p_2/p_1 , dem Qua-

drat des Öffnungsverhältnisses m^2 und dem Isentropenexponent χ wird DIN 1952 entnommen oder nach einer empirischen Gleichung aus VDI-2040 [41] berechnet.

Die Messung des von den Blenden erzeugten Wirkdrucks Δp erfolgt mit einem Präzisions-Druckmeßgerät der Fa. Wallace & Tiernan. Das Meßgerät ist für den Druckbereich 0 bis 25 mbar ausgelegt. Die Genauigkeit beträgt 0,3 %, die Ansprechempfindlichkeit 0,2 % vom Endwert.

10.3 Versuchsdurchführung

10.3.1 Warmversuche

Die Versuche auf dem Prüfstand für den Betrieb mit Luft werden ähnlich wie die beschriebenen Wasserversuche durchgeführt. Die Meßwerte werden im stationären Zustand aufgenommen.

Zunächst wird der Kaltvolumenstrom mit der Drosselklappe D21 auf einen gewünschten Massenstrom $\dot{m}_{L2}$ eingestellt. Schwierig und langwierig gestaltet sich die Versuchsbedingung, in benachbarten Plattenkanälen exakt gleiche Volumenströme bzw. Strömungsgeschwindigkeiten $w_1 = w_2$ mit der Klappe D11 einzustellen unter Einhaltung einer konstanten vorgegebenen Eintrittstemperatur t_{1E} .

Mit einem Rechner, unter Berücksichtigung der mittleren Temperatur und des mittleren Druckes zwischen Ein- und Austrittsstutzen, kann über die Drossel D11 der erforderliche Wirkdruck P_{DI11} eingestellt werden. Der stationäre Zustand für die Meßwertaufnahme gilt als erreicht, wenn die Abweichung der Geschwindigkeit w_1, w_2 untereinander $< 1 \%$ ist und nach mehrmaligem Ablesen keine Änderungen der Temperatur zu beobachten ist.

10.3.2. Auswertung der Warmversuche

Die Auswertung der Meßwerte der wärmetechnischen Versuche erfolgt mit einem Digitalrechner. Dem Rechenprogramm liegen folgende Rechenschritte zugrunde:

1) Luftdurchsatz aus der Blendenmessung B1 und B2

$$\dot{m}_L = \alpha \cdot \epsilon \cdot m \cdot A_D \cdot \sqrt{2 \cdot \Delta p_B \cdot \rho_B} \quad (10.3)$$

nach VDI 2040 Bl. 1 [41] gilt für die Expansionszahl ϵ :

$$\epsilon = 1 - (0,3707 + 0,3184 m^2 \left[1 - \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{1/\chi} \right]^{0,935}) \quad (10.4)$$

χ Isentropenexponent

m Öffnungsverhältnis der Blende (siehe Tab. 4)

für die Durchflußzahl α der verwendeten Normblenden wird in VDI 2040 die empirische Gleichung (10.5) angegeben.

$$\begin{aligned} \alpha = & \quad 0,5960513 \quad +0,5213088 m^2 \quad +0,006722261 A - \\ & -1,766548 m^4 \quad +0,04691144 m^2 A \quad -0,004375047 A^2 + \\ & +8,88210 m^6 \quad +0,4540664 m^4 A \quad +0,2195073 m^2 A^2 - \\ & -19,97926 m^8 \quad -1,031439 m^6 A \quad -0,747840 m^4 A^2 + \\ & +17,26484 m^{10} \quad +1,590157 m^8 A \quad +0,6168231 m^6 A^2 \end{aligned}$$

$$A = \left(\frac{10^4}{Re} \right)^{0,8} \quad (10.5)$$

Gleichung (10.5) gilt für $2 \cdot 10^4 \leq Re \leq 10^7$

mittlere Abweichung: 0,025 %

maximale Abweichung: 0,11 %

2) Wärmestrom $\dot{Q}$ aus Massenstrom und Temperaturdifferenz

$$\dot{Q} = \dot{m}_L \cdot c_{pL} \cdot \Delta t \quad (10.6)$$

- 3) Wärmedurchgangskoeffizient k aus der Wärmebilanz

$$\dot{Q} = k (n_1 + n_2 - 1) - A_Q \cdot \Delta t_m \quad (10.7)$$

n_1 Anzahl der Kanäle Fluid 1

n_2 Anzahl der Kanäle Fluid 2

A_Q wirksame wärmeübertragende Fläche einer Platte

$$\Delta t_m = \frac{\frac{\Delta t_{gr} - \Delta t_{kl}}{\ln \frac{\Delta t_{gr}}{\Delta t_{kl}}}}{\quad} \quad (10.8)$$

- 4) Wärmeübergangskoeffizient α aus der genäherten Wärmedurchgangsgleichung

$$\alpha = \frac{2}{\frac{1}{k} - \frac{\delta_m}{\lambda_p}} \quad (10.9)$$

δ_m mittlere Plattendicke

λ_p Wärmeleitkoeffizient des Plattenwerkstoffs

- 5) Nusseltzahl

$$Nu = \frac{\alpha \cdot d_h}{\lambda_L} \quad (10.10)$$

λ_L Wärmeleitkoeffizient von Luft mit p_m, t_m

- 6) Strömungsgeschwindigkeit aus dem Volumenstrom

$$w = \frac{\dot{m}_L}{n \cdot A_F \cdot \rho} \quad (10.11)$$

n Anzahl der Strömungsquerschnitte eines Fluids

- 7) Reynoldszahl

$$Re_p = \frac{w \cdot d_h \cdot \rho}{\eta_p} \quad (10.12)$$

ρ_p und η_p sind auf den mittleren Druck p_m und die mittlere Temperatur t_m bezogen.

8) Prandtlzahl

$$Pr = \frac{\eta_L \cdot c_p}{\lambda_L} \quad (10.13)$$

Die Pr-Zahl für Luft wird dem VDI-Wärmeatlas [48] entnommen.

9) Dimensionslose Darstellung des Wärmeübergangs. Berechnung des Exponenten m und der Konstanten C

$$Nu = C \cdot Re^m \cdot Pr^n \quad (10.14)$$

mit $n = 0,335$ als Mittelwert aus $n = 0,37$ (Heizen) und $n = 0,3$ (Kühlen).

10.3.3 Druckverlustmessungen

Ähnlich wie bei den Wasserversuchen werden die Druckverlustmessungen an geometrisch identischen Stahlplatten vorgenommen, um die bei größeren Strömungsgeschwindigkeiten auftretenden Durchbiegungen der Kunststoffplatten zu unterbinden. Vollständig wird die Plattenbiegung dadurch ausgeschlossen, daß in benachbarten Plattenkanälen gleiche Strömungsbedingungen ($w_1 = w_2$; $t_1 = t_2$; $p_1 = p_2$) eingestellt werden. Der bei den Wasserversuchen zu berücksichtigende Einfluß des hydrostatischen Drucks zwischen Ein- und Austrittsstutzen kann bei Luft vernachlässigt werden. Die Erweiterung des Geschwindigkeitsbereiches nach unten erfolgt neben Verstellung der Drosselklappen D11 und D21 zusätzlich durch Erhöhung der Plattenkanalanzahl.

Die Normblenden werden dem Luftdurchsatz durch unterschiedliche Öffnungsverhältnisse angepaßt, um die Meßfehler so gering wie möglich zu halten. Die Aufnahme der Meßwerte erfolgt mit den in Kap. 9.2 und 10.2 beschriebenen Geräten.

10.3.4 Auswertung der Druckverlustmessungen

Entsprechend Kap. 10.3.2 wird die Auswertung der Blendenmessung mit Berechnung von $\dot{m}_L$, Re und w vorgenommen.

Die Euler-Zahl im Plattenkanal ergibt sich aus

$$Eu = \frac{\Delta p}{w_L^2 \cdot \rho_L} \quad (10.15)$$

Δp Druckerlust im PWÜ in N/m²

Zur Berechnung der erforderlichen Stoffdaten werden die vorher angegebenen Gleichungen verwendet. Als Bezugsgröße wird die mittlere Temperatur

$$t_m = \frac{t_{2E} + t_{2A}}{2}$$

und der mittlere Druck $p_m = \frac{p_E + p_A}{2}$
eingesetzt.

10.4 Versuchsergebnisse der Untersuchungen mit Luft

Die Versuchsergebnisse beim Betrieb mit Luft zeigen zwischen Gleich- und Gegenstromschaltung im Gegensatz zu den Wasserversuchen aufgrund des vergleichsweise geringen Wärmeübergangskoeffizienten deutliche Unterschiede in der Wärmestromdichte $\dot{q}$ (Abb. 25 und 26). Bei Re = 5000, entsprechend einer Strömungsgeschwindigkeit von ca. 10 m/s, wird bei Gegenstrom unter den gewählten Versuchsbedingungen mit Kunststoffplatten 100 % und mit profilierten Stahlplatten 47 % mehr Wärme übertragen als bei Gleichstrom.

Der PWÜ mit ebenen, nicht profilierten Stahlplatten überträgt je nach Schaltung 10 % bis 20 % weniger Wärme, weil die fehlende Wellenstruktur der Wand einen geringeren Turbulenzgrad in der Strömung verursacht.

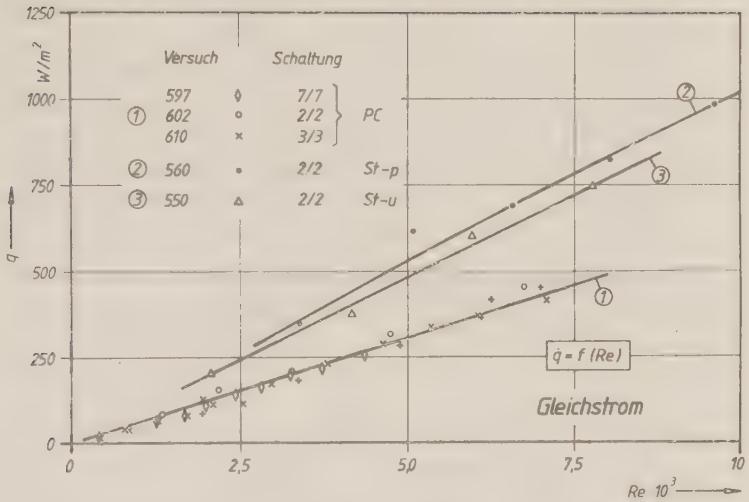


Abb. 25: Wärmestromdichte $\dot{q}$ bei Gleichstrom aus Versuchen mit Luft

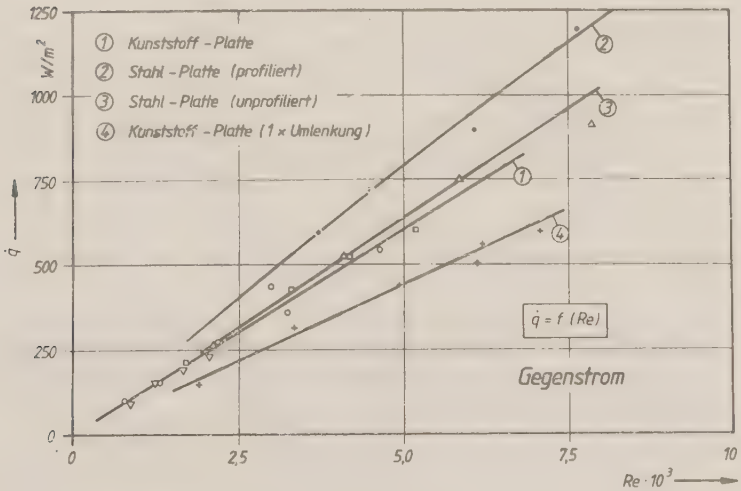


Abb. 26: Wärmestromdichte $\dot{q}$ bei Gegenstrom aus Versuchen mit Luft

Der gemessene Wärmedurchgangskoeffizient k der Polycarbonat-Platten ($\delta_{PC} = 0,26 \text{ mm}$) ist bei $Re = 5000$ mit $k_{PC} = 41 \text{ W/m}^2\text{K}$ nur 10 % geringer als bei den Stahl-Platten ($\delta_{St} = 1,02 \text{ mm}$) und deutlich besser als der Wärmedurchgang eines unprofilierten Stahlplatten-Pakets ($\delta = 1,02 \text{ mm}$) mit $k = 32 \text{ W/m}^2\text{K}$ (Abb. 27). Das Verhältnis der Wärmedurchgangskoeffizienten zwischen PC- und herkömmlichen Stahlplatten ist bei den Luftversuchen bei $Re = 5000$ mit $(k_{PC}/k_{St})_{\text{Luft}} = 0,91$ verglichen mit den zuvor beschriebenen Wasserversuchen mit $(k_{PC}/k_{St})_{\text{Wasser}} = 0,14$ sehr viel günstiger.

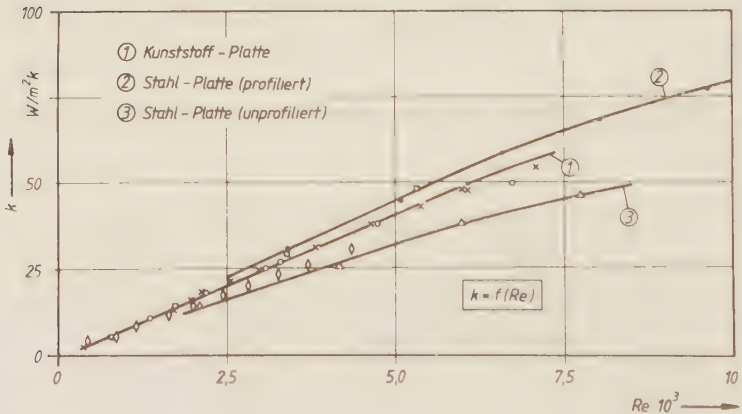


Abb. 27: Wärmedurchgangskoeffizient k aus Messungen mit Luft für Platten aus PC und Stahl

Abb. 28 zeigt die Ergebnisse der Wärmeübergangsmessungen an profilierten und unprofilierten Platten. Die Gleichungen für turbulente Strömung an

① profilierten Platten: $Nu = 0,015 \cdot Re^{0,87} \cdot Pr^{0,335}$ (10.16)

② unprofilierten Platten: $Nu = 0,012 \cdot Re^{0,86} \cdot Pr^{0,335}$ (10.17)

sind durch lineare Regression der Meßpunkte aus einer Vielzahl von Versuchen ermittelt worden.

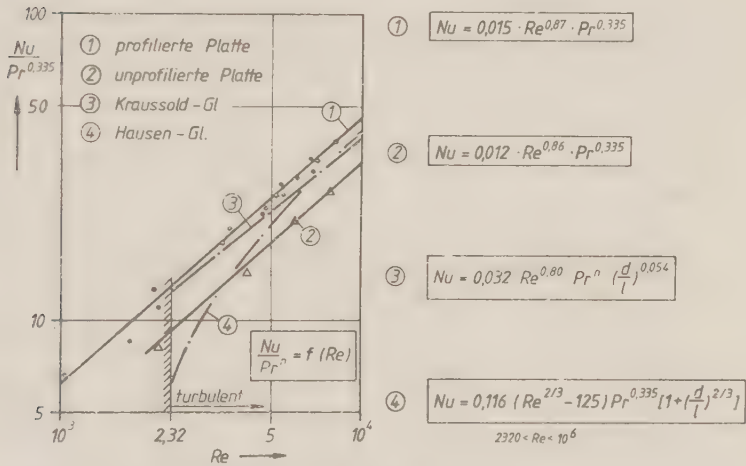


Abb. 28: Wärmeübergang an profilierten und unprofilerten Platten bei Luftströmung (gemessen an Stahl- und Kunststoffplatten)

Der Wärmeübergang an profilierten Platten ist bei $Re = 5000$ um 40 % besser als in planparallelen Spaltkanälen.

Gleichungen für den Wärmeübergang bei laminarer Strömung können nicht angegeben werden, weil bei den Versuchen herab bis $Re = 10^3$ kein Umschlag festgestellt wurde. Bei $Re < 1000$ ist der Streubereich der Meßpunkte recht groß geworden. Dies Verhalten weist auf das beginnende Übergangsgebiet zwischen laminarer und turbulenter Strömung hin. Der Umschlag der

Strömung ist bei den Druckverlustmessungen deutlicher zu erkennen.

Vergleichsweise sind in Abb. 28 die Wärmeübergangsgleichungen für turbulente Rohrströmung ($Re > 2320$) nach Krausschold und Hausen eingetragen. Der Wärmeübergang der Rohrströmung liegt zwischen $\alpha_{\text{prof.}}$ und $\alpha_{\text{unprof.}}$ unter Berücksichtigung der charakteristischen Abmessung für das Rohr mit $d_h = d$ und die Spaltkanäle $d_h = 2s$. Die Meßergebnisse der Druckverlustmessungen sind in Abb. 29 - 32 für Plattenschaltungen mit und ohne Umlenkungen sowie für profilierte und planparallele Kanäle dargestellt.

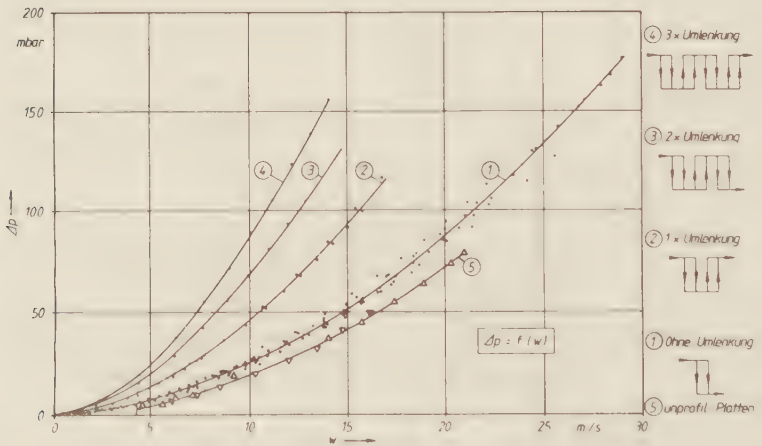


Abb. 29: Druckverlust bei verschiedenen Plattenschaltungen aus Versuchen mit Luft

Bei einer Strömungsgeschwindigkeit von $w = 10$ m/s ist der Druckverlust eines PWÜ mit unprofilierten Platten um 24 %

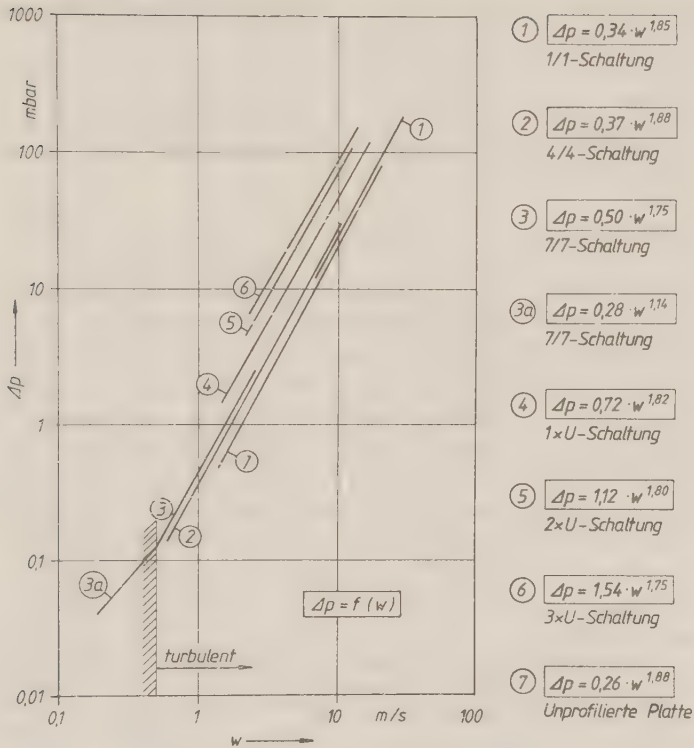


Abb. 30: Gleichungen für den Druckverlust bei Luftströmung

geringer als beim Wärmeaustauscher mit Profilplatten.

Abb. 28 zeigt jedoch, daß der geringere Druckverlust mit einem 30 % schlechteren Wärmeübergang verbunden ist. Die Abhängigkeit von Druckverlust und Strömungsgeschwindigkeit zeigt Abb. 30. Für turbulente Strömung lautet die Beziehung für die untersuchten Schaltungen

$$\Delta p_{\text{turb}} \sim w^{1,82} \quad (10.18)$$

Das Ergebnis stimmt mit $\Delta p_{\text{turb}} \sim w^{1,75}$ für turbulente Strömung im Rohr gut überein.

Für die laminare Strömung, die nur in einem schmalen Bereich gemessen werden konnte, ergibt die Versuchsauswertung die Beziehung

$$\Delta p_{\text{lam}} \sim w^{1,14} \quad (10.19)$$

In der Darstellung für den Widerstandsbeiwert $\lambda = f(\text{Re})$ (Abb. 31) ist der Strömungsumschlag im Bereich $200 < \text{Re} < 300$ zu erkennen. In dem Übergangsgebiet liegen die Meßpunkte in einem breiten Streubereich, so daß die Angabe für den untersuchten schmalen Laminarbereich nicht als gesichert gelten kann. Die Gerade $\lambda = 96 \cdot \text{Re}^{-1}$ für laminare Strömung im Spalt [36] ist zum Vergleich mit Kurve (3a) eingetragen. Die Darstellung des Druckverlustes in dimensionsloser Schreibweise $\text{Eu} = f(\text{Re})$ für verschiedene Plattenschaltungen zeigt Abb. 32. Mit wachsender Zahl parallel durchströmter Kanäle - bei gleicher Strömungsgeschwindigkeit im Spalt - steigt der Druckverlust an, weil die erhöhte Geschwindigkeit in den Ein- und Austrittsstutzen die Teildruckverluste Δp_E und Δp_A vergrößert.

Die Untersuchung der Druckverlustaufteilung eines PWÜ mit 1/1-Schaltung zeigt Abb. 33.

Die Aufgliederung des Gesamtdruckverlustes Δp_{ges} bei verschiedenen Strömungsgeschwindigkeiten verdeutlicht Tab. 5.

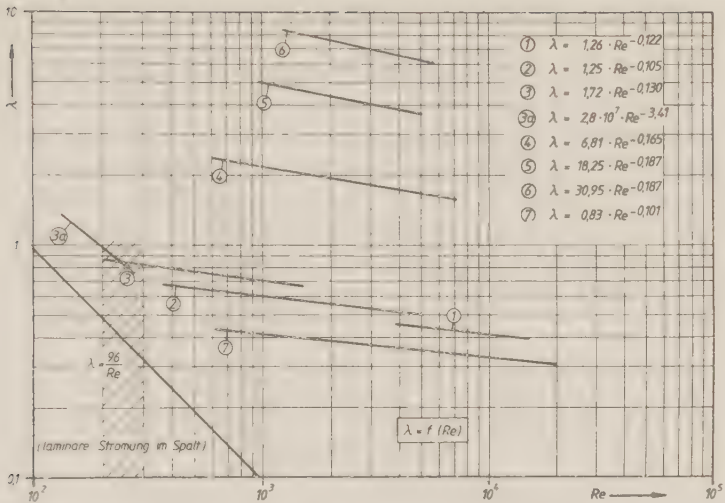


Abb. 31: Widerstandsbeiwert λ für Luftströmung bei unterschiedlicher Plattenschaltung

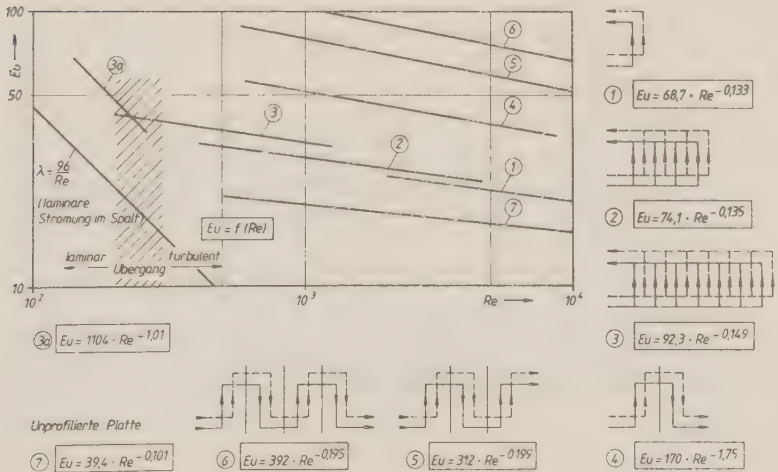


Abb. 32: Dimensionslose Darstellung des Druckverlustes im PWÜ aus Versuchen mit Luft

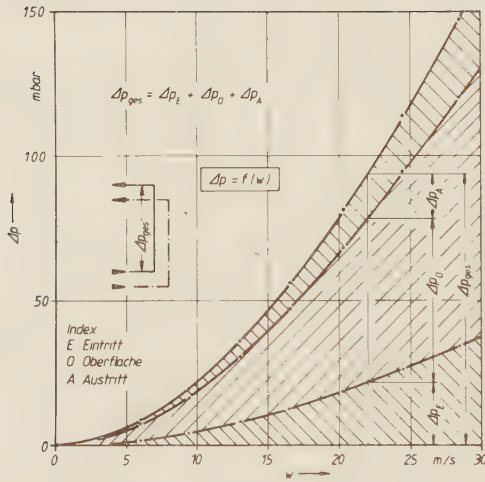


Abb. 33: Aufteilung des Gesamtdruckverlustes Δp_{ges} auf die Teildruckverluste Δp_E , Δp_O , Δp_A bei Luftströmung

w_p m/s	Δp_E %	Δp_O %	Δp_A %
5	20,1	63,4	16,5
10	21,5	63,1	15,4
20	22,5	61,5	16,0
30	23,1	58,9	18,0

$$\Delta p_{ges} = \Delta p_E + \Delta p_O + \Delta p_A$$

Tabelle 5: Zusammensetzung des Gesamtdruckverlustes Δp_{ges} bei Luftbetrieb

11 Zusammenhang zwischen Wärmeübergang und Druckverlust

Die Wärmeübertragung eines Wärmeaustauschers ist um so wirksamer, je größere Druckverluste in Kauf genommen werden. Eine Vergrößerung der Heizflächenbelastung durch Anhebung der Strömungsgeschwindigkeit erlaubt eine Reduzierung der Wärmeaustauschfläche; die Investitionskosten sinken. Andererseits sind damit auch wirtschaftliche Nachteile verbunden, weil die großen Wärmeübergangskoeffizienten einen hohen Druckverlust zur Folge haben. Dadurch fallen wegen der erhöhten Pumpleistung zusätzliche Betriebskosten an.

Über den Zusammenhang von Wärmeübergang und Druckverlust sind eine Vielzahl von Arbeiten veröffentlicht worden. Die Ansätze enthalten für die verwendeten Kennzahlen Bezugsgrößen, die nur für bestimmte Geometrien und Strömungsformen verwendbar sind. Eine Extrapolation der gewonnenen Versuchsergebnisse auf eine Wärmeübertragungsfläche anderer Geometrie ist nur begrenzt möglich. Bei durchströmten Kreisrohren lassen sich als Bezugsgröße die Geschwindigkeit w und der Durchmesser d exakt angeben. Bei umströmten Körpern, Rohrbündeln und profilierten Spaltkanälen im PWÜ ist es wegen der variablen Strömungsquerschnitte schwierig, physikalisch sinnvolle Bezugsgrößen anzugeben.

Steimle [49] umgeht die Schwierigkeit in der Wahl geeigneter Bezugsgrößen dadurch, daß er sowohl die Bezugsgeschwindigkeit w_B als auch den Bezugsdurchmesser d_B durch allgemeingültige Größen ersetzt.

Ausgehend von der Analogie zwischen Impuls- und Wärmeaustausch nach Reynolds, der Theorie von Prandtl und den Grenzschichtgleichungen von Schlichting hat Steimle einen einfachen Zusammenhang zwischen Wärmeübergang und Druckverlust für ausgebildete turbulente Strömung abgeleitet.

Steimle führt zwei neue Kennzahlen ein:

1. eine modifizierte Nu-Zahl

$$\text{Nu}_{\dot{m}} = \frac{\alpha \cdot \dot{m}}{\lambda \cdot \eta} \quad (11.1)$$

2. eine Strömungskennzahl SK

$$\text{SK} = \frac{\Delta p}{L} \cdot \frac{\dot{m}^3}{a \cdot \eta^4} \quad (11.2)$$

Die Beziehung zwischen Wärmeübergang und Druckverlust wird durch die einfache Gleichung

$$\text{Nu}_{\dot{m}} = \text{Fz} \cdot \text{SK}^{0,37} \quad (11.3)$$

beschrieben. Die Gleichung enthält weder w_B noch d_B als Bezugsgröße; sie ist gültig sowohl für umströmte als auch durchströmte Körper.

Die Gleichung (11.3) mit den Exponenten $n = 0,37$ ist für turbulente Strömung theoretisch abgeleitet worden und durch Auswertung zahlreicher Versuchsreihen an sehr unterschiedlichen Wärmeübertragungsgeometrien wie Rippenrohre, Rohre mit Wirbel-einbauten, Regeneratorspeichermassen, Rohrbündel usw. bestätigt worden.

Die Konstante Fz in Gleichung (11.3) ist die kennzeichnende Größe eines Wärmeaustauschers. Abgesehen von der Strömung in Rohrwendeln liegt der Wert der Formzahl Fz immer unter den für die Strömung in glatten, geraden Rohren.

Der Zusammenhang von Wärmeübergang und Druckverlust in der von Steimle vorgeschlagenen Darstellung wird für den untersuchten PWÜ mit unterschiedlichen Schaltungen in Abb. 34 gezeigt. Der Abbildung liegen die Meßergebnisse der Luft-Versuche zugrunde.

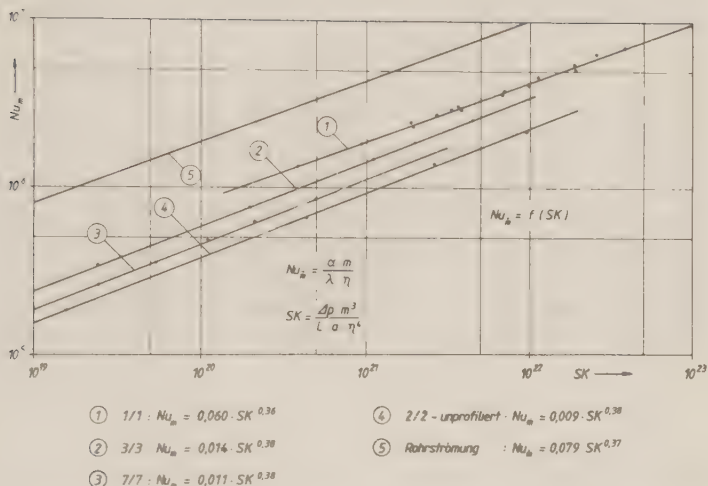


Abb. 34: Zusammenhang zwischen Wärmeübergang und Druckverlust bei turbulenter Strömung von Luft für verschiedene Plattenschaltungen

Die Steigung der Geraden in doppel-logarithmischer Darstellung liegt für die untersuchten Schaltungen im Bereich

$$0,36 < n < 0,38 .$$

Mit wachsender Zahl paralleler Platten wird die Formzahl Fz kleiner. Das bedeutet, daß bei gleichbleibendem Wärmeübergang der Druckverlust mit der Apparategröße wächst. Die Kurve ④ gibt die Meßergebnisse an einem PWÜ aus nicht profilierten Platten wieder. Wie zu erwarten, ist die Formzahl Fz kleiner als bei geprägten Platten. Vergleichsweise ist mit Kurve ⑤ der Zusammenhang von Wärmeübergang und Druckverlust für das gerade Glattrohr eingetragen [49].

Die Ermittlung der Formzahl eines Wärmeaustauschers kann mit dem beschriebenen Verfahren nach Steimle durch Messung eines einzigen Betriebspunktes gefunden werden.

Durch Einsetzen der Formeln für die Kennzahlen in Gleichung (11.3) ergibt sich die Beziehung

$$\frac{\alpha_1}{\alpha_2} = \left(\frac{\Delta p_1}{\Delta p_2} \right)^{0,37} \cdot \left(\frac{\dot{m}_1}{\dot{m}_2} \right)^{0,11} \quad (11.4)$$

Wird für eine Plattenschaltung mit einem bestimmten Massenstrom $\dot{m}_1$, der Wärmeübergangskoeffizient α_1 und der zugehörige Druckverlust Δp_1 gemessen, so genügt es für jeden anderen Massendurchsatz $\dot{m}_n$ nur den zugehörigen Druckverlust Δp_n zu messen, um mit Hilfe der Gleichung (11.4) α_n zu errechnen. Dies hat den Vorteil, die aufwendigen Wärmeübergangsmessungen auf vergleichsweise einfache Druckverlustmessungen zu reduzieren.

12 Vergleich der Versuchsergebnisse an PWÜ aus Kunststoff und Stahl für flüssige und gasförmige Medien

Die schlechte Wärmeleitfähigkeit von Kunststoffen läßt die Verwendung dieser Werkstoffe zum Bau von wärmeübertragenden Apparaten zunächst als ungeeignet erscheinen. Die erforderliche Größe eines WÜ hängt vom Wärmedurchgangskoeffizienten k ab. Der Wärmedurchgang ist abhängig von den Wärmeübergangsverhältnissen auf beiden Seiten der Wand und vom Verhältnis Wärmeleitfähigkeit zu Wanddicke.

Der Wärmedurchgangswiderstand setzt sich aus der Summe der Einzelwiderstände zusammen:

$$\frac{1}{k} = \frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2} \quad (12.1)$$

Für die turbulente Strömung gilt die Wärmeübergangsgleichung

$$Nu = C \cdot Re^m \cdot Pr^n \quad (7.15)$$

durch Einsetzen von

$$Nu = \frac{\alpha \cdot d_h}{\lambda} \quad Re = \frac{w \cdot d_h \cdot \rho}{\eta} \quad Pr = \frac{\eta \cdot c_p}{\lambda}$$

ergibt sich mit der in 7.3.2 gemachten Annahme $\alpha_1 = \alpha_2$ die explizite Abhängigkeit des Wärmedurchgangskoeffizienten von der Geschwindigkeit zu

$$k = \frac{1}{C \cdot d_h^{m-1} \cdot \lambda^{1-n} \cdot \rho^m \cdot \eta^{n-m} \cdot c_p^n \cdot w^{-m} + \frac{\delta_w}{\lambda_w}} \quad (12.2)$$

Mit den in 9.4 gefundenen Wärmeübergangsgleichungen für

$$\text{Wasser} \quad Nu_W = 0,23 \cdot Re^{0,64} \cdot Pr^{0,335} \quad (12.3)$$

$$\text{und Luft} \quad Nu_L = 0,015 \cdot Re^{0,87} \cdot Pr^{0,335} \quad (10.16)$$

und den entsprechenden Stoffdaten bei $t = 35^\circ\text{C}$ und $p = 1$ bar gilt für

$$\text{Wasser } k_W = \frac{1}{0,000168 \cdot w^{-0,64} + \left(\frac{\delta}{\lambda}\right)_W} \quad (12.4)$$

$$\text{und Luft } k_L = \frac{1}{0,20 \cdot w^{-0,87} + \left(\frac{\delta}{\lambda}\right)_W} \quad (12.5)$$

Unter der Annahme, daß die Gleichungen (12.3) und (10.16) für die Geschwindigkeit nach oben unbeschränkt gültig sind, beträgt der Grenzwert des Wärmedurchgangskoeffizienten für unendlich große Geschwindigkeit

$$\lim_{k \rightarrow \infty} k = \left(\frac{\lambda}{\delta}\right)_W \quad (12.6)$$

D.h., bei sehr großen Geschwindigkeiten, bzw. bei sehr hohen α -Werten bestimmt allein der Quotient aus Wärmeleitfähigkeit und Wanddicke der Wärmeübertragungsfläche als maßgebliche Größe die Abmessungen eines WÜ.

In Abb. 35 sind die aus (12.4) und (12.5) errechneten Kurven und der Grenzfall $(\lambda/\delta)_W$ für die Waddicken 0,2; 0,5 und 1,0 mm aus PC und VA-Stahl eingetragen.

Für die Wärmeübertragung Wasser an Wasser ist eine Strömungsgeschwindigkeit von $w = 1,0$ m/s realistisch. In diesem Fall ist der Wärmedurchgang eines PWÜ mit 0,5 mm dicken PC-Platten um den Faktor 12 schlechter als der eines baugleichen Apparats aus Stahl.

Erheblich besser ist das Verhältnis von k_{St}/k_{PC} bei gasförmigen Fluiden. Bei einer Strömungsgeschwindigkeit $w = 10$ m/s und $\delta = 0,5$ mm ist der Wärmedurchgangskoeffizient des Kunststoff-PWÜ nur um 10 % geringer als beim Vergleichsapparat aus VA-Stahl.

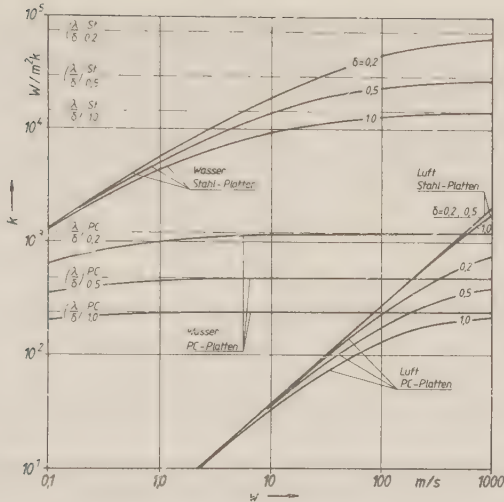


Abb. 35: Wärmedurchgangskoeffizient für PWÜ aus Stahl und Kunststoff bei turbulenter Luft- und Wasserströmung

Der Anteil des Wärmeleitwiderstandes (δ/λ) am gesamten Wärmedurchgangswiderstand ist in den Tabellen 6 und 7 für Polycarbonat- und VA-Stahl-Platten für unterschiedliche Geschwindigkeiten aufgeführt.

Bei einer Strömungsgeschwindigkeit von $w_{\text{Wasser}} = 1 \text{ m/s}$ beträgt der Wärmeleitwiderstand an einer 0,5 mm dicken VA-Stahlplatte 17 % gegenüber 93 % bei einer gleich dicken PC-Platte.

Für Luft als wärmeübertragendes Fluid ist bei $w_{\text{Luft}} = 10 \text{ m/s}$ und $\delta_{\text{PC}} = 0,5 \text{ mm}$ der Wärmeleitwiderstand mit 7,2 % sogar deutlich geringer als beim zuvor genannten Beispiel mit Wasser im St-PWÜ.

Wirkungsgrad:

Die Definition eines Wirkungsgrades für Wärmeaustauscher wird nicht einheitlich gehandhabt. Verwendet werden Begriffe wie thermodynamischer Wirkungsgrad, Gütezahl [50], Leistungsziffer [51], Verlustziffer [52].

WÜ-Platte		$\frac{\text{Wärmeleitwiderstand}}{\text{Wärmedurchgangswiderstand}} \cdot 100$		
Werkstoff	Wanddicke [δ] mm	Geschwindigkeit w		
		0,1 m/s	1,0 m/s	10 m/s
VA-Stahl	1,0	9	29	64
"	0,5	5	17	47
"	0,2	2	8	30
Polycarbonat	1,0	85	96	98
"	0,5	74	93	98
"	0,2	53	83	96

Tab. 6: Anteil des Wärmeleitwiderstandes δ/λ am Durchgangswiderstand $1/k$ beim Betrieb mit Wasser

WÜ-Platte		$\frac{\text{Wärmeleitwiderstand}}{\text{Wärmedurchgangswiderstand}} \cdot 100$		
Werkstoff	Wanddicke [δ] mm	Geschwindigkeit w		
		1,0 m/s	10 m/s	100 m/s
VA-Stahl	1,0	0,03	0,25	1,85
"	0,5	0,02	0,13	0,93
"	0,2	0,01	0,05	0,37
Polycarbonat	1,0	2,0	13,3	53,3
"	0,5	1,0	7,2	36,4
"	0,2	0,4	3,0	18,6

Tab. 7: Anteil des Wärmeleitwiderstandes δ/λ am Durchgangswiderstand $1/k$ beim Betrieb mit Luft

Im folgenden ist der Wirkungsgrad definiert als das Verhältnis von tatsächlich übertragener Wärmemenge zu der Wärmemenge, die in einem idealen Wärmeaustauscher übertragen wird [34]. Ein idealer Wärmeübertrager wird im Gegenstrom betrieben und ist dadurch gekennzeichnet, daß die Temperaturdifferenz im WÜ gegen Null geht, d.h. $k \cdot A = \infty$

$$\text{Wirkungsgrad } \epsilon = \frac{t_{1E} - t_{1A}}{t_{1E} - t_{2E}} \quad (12.7)$$

Ein Vergleich für die Leistungsfähigkeit eines WÜ ist nur möglich, wenn W_1/W_2 konstant ist.

$$W = \text{Wärme kapazitätsstrom} \quad W = \dot{m} \cdot c_p$$

In Abb. 36 ist der aus den Versuchen berechnete Wirkungsgrad ϵ über der Anzahl der Übertragungseinheiten NTU aufgetragen.

$$NTU = \frac{k \cdot A}{\dot{m} \cdot c_p} \quad (12.8)$$

(Häufig auch Wärmeübertragungszahl κ genannt.)

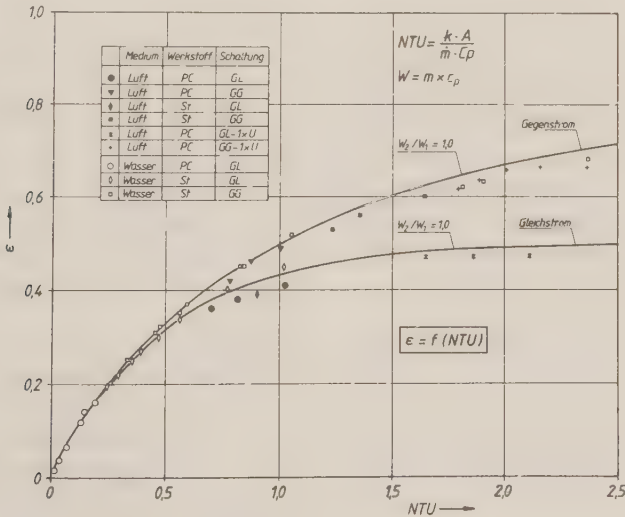


Abb. 36: Wirkungsgrad von Wärmeübertragern bei Gleich- und Gegenstrom

Es ist ersichtlich, daß der Gegenstrom dem Gleichstrom überlegen ist. Bei Gleichstrom nähert sich bei $W_2/W_1 = 1$ die Kurve asymptotisch dem Wirkungsgrad $\epsilon = 0,5$, während beim Gegenstrom für große NTU - Kennzahl $\epsilon \approx 1$ möglich ist.

Das Diagramm (Abb. 36) bestätigt die Versuchsergebnisse. Zwischen Gleich- und Gegenstrom ist bei den Wasserversuchen kein nennenswerter Unterschied festzustellen, weil die Versuche im Bereich niedriger Übertragungseinheiten liegen. Für den praktischen Einsatz bietet sich die Verbesserung des Wirkungsgrades durch Vergrößerung der Austauschfläche an.

Bei den Luftversuchen ergaben sich bessere Wirkungsgrade. Der Apparat mit PC-Platten und einfacher Umlenkung brachte es für $W_2/W_1 = 1$ auf $\epsilon_{GL} = 0,48$ und $\epsilon_{GG} = 0,67$. Anhebung des Wirkungsgrades auf übliche Werte von $\epsilon \approx 0,8$ bei Gegenstrom ist für den Kunststoffapparat durch mehrfache Hintereinanderschaltung der Stromwege möglich.

13 Einsatzmöglichkeiten für Kunststoff-PWÜ in raumluft- und prozeßlufttechnischen Anlagen

Nach den vorliegenden Untersuchungen sind Kunststoff-PWÜ wirtschaftlich nur für Verfahren mit gasförmigen Fluiden einzusetzen mit Temperaturen $< 70^{\circ}\text{C}$ und im Bereich niedriger Betriebsdrücke.

Auf dem Sektor der prozeßlufttechnischen Anlagen bietet sich die Anwendung von Kunststoff-PWÜ besonders in der Trocknungstechnik an, wie sie in der Großchemie, Textil- und Baustoffindustrie zu finden ist. Bei der energieintensiven Trocknung wird die aufgeheizte Luft nach Aufnahme von Feuchtigkeit mit hoher Temperatur ungenutzt nach außen abgeführt. Durch Wärmerückgewinnung der austretenden warmen Luft an die kalte Frischluft kann das Verfahren wirtschaftlich betrieben werden.

Die Lüftungs- und Klimatechnik ist der Industriezweig mit dem größten Bedarf an Wärmeübertragungsfläche für die Wärmerückgewinnung.

Die Beheizung eines Gebäudes mit einer Lüftungsanlage ohne Wärmerückgewinnung ist unter Zugrundelegung der heutigen Energiepreise unwirtschaftlich. Im Winter wird im Extremfall Außenluft von $- 10^{\circ}\text{C}$ auf die Raumtemperatur von 21°C erwärmt und dann als Fortluft mit dieser Temperatur ungenutzt ins Freie abgegeben. In Anlagen mit Wärmerückgewinnung gibt die warme Fortluft Wärmeenergie an die eintretende kalte Außenluft ab; die Heizkosten können auf diese Weise reduziert werden (Abb. 37).

In der Haustechnik werden unterschiedliche Systeme zur Energieeinsparung verwendet:

- Rekuperatoren
- Regeneratoren
- Wärmepumpen
- Wärmerohre

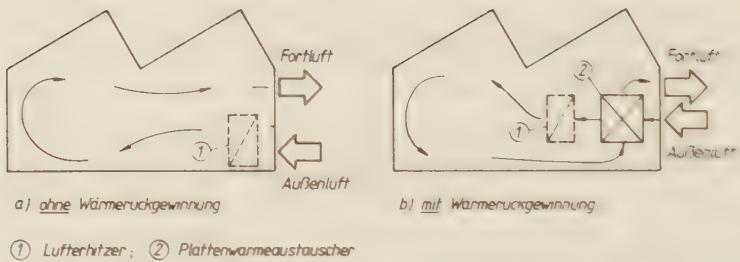


Abb. 37: Lüftungsanlage ohne und mit Wärmerückgewinnung

Ein Rekuperator in Kunststoffbauweise hat im Bereich der Lüftungs- und Klimatechnik verschiedene verfahrensspezifische Vorteile zu bieten:

- niedriges Baugewicht;
- Korrosionsbeständigkeit bei Taupunktunterschreitung;
- preisgünstige Herstellung;
- schmutzabweisende WU-Flächen;
- hohe Geräuschkämpfung.

Ein Kunststoff-PWU zur Wärmerückgewinnung in der Sanitärtechnik sollte abweichend von dem untersuchten Apparat ausgelegt werden, um den hohen Kostenanteil der aufwendigen Dichtungsmasken zu reduzieren. Es wird vorgeschlagen, eine PWU-Bauart zu verwenden, wie sie in ähnlicher Form als Luftvorwärmer im Kraftwerksbau eingesetzt wird (**Abb. 38**). Der Aufbau des WU ist denkbar einfach. Profilierte Kunststoffplatten werden an zwei gegenüberliegenden Seiten mit Distanzleisten - ebenfalls aus Kunststoff - verschweißt oder verklebt. Jeweils um 90° verdrehte Platten werden zu einem Paket zusammengesetzt. Die Wärmeübertragung erfolgt im Kreuzstrom. Unter Annahme eines Wirkungsgrades von $\epsilon_{Kr} = 0,6$ für einen K-PWU zur Wärmerückge-

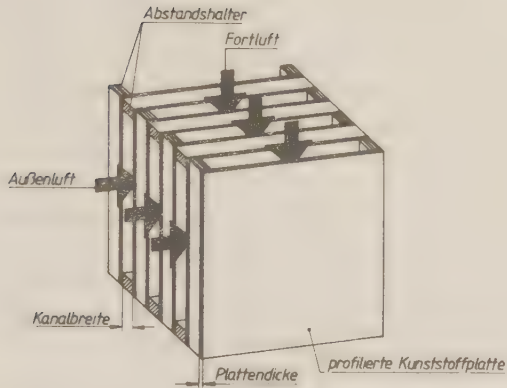


Abb. 38: Kunststoff-PWU für lufttechnische Anlagen

winnung braucht die Zuluft des oben genannten Beispiels nur um 18,6 K anstatt 31 K ohne Wärmerückgewinnung erwärmt zu werden. Die Einsparung an Heizenergie beträgt damit - trockene Luft vorausgesetzt - 40 %.

14 Zusammenfassung der erzielten Ergebnisse

Wärmeübertragungsversuche und Druckverlustmessungen an einem aus 0,26 mm dicken Polycarbonat-Platten bestehenden Kunststoff-PWÜ zeigen, daß die Anwendung dieser Bauart für gasförmige Fluide bei Temperaturen $< 70^{\circ}\text{C}$ und geringen Druckdifferenzen zwischen Warm- und Kaltstrom möglich ist und wirtschaftliche Vorteile verspricht.

Der Wärmedurchgangskoeffizient ist um 10 % geringer als der eines Vergleichsapparats aus austenitischem Stahl. Als Anwendungsgebiet für Kunststoff-PWÜ bieten sich Verfahren zur Wärmerückgewinnung sowohl in der Lüftungs- und Klimatechnik als auch in der industriellen Trocknung an.

Die untersuchten Plast-PWÜ sind für den Betrieb mit flüssigen Medien nicht geeignet. Zum einen sind die gemessenen Wärmedurchgangskoeffizienten eine Größenordnung kleiner als die k-Werte eines herkömmlichen Apparates, zum anderen führen die unvermeidlichen Druckschwankungen zu unzulässigen Deformationen der Kunststoffwände.

Unterstützt durch dynamische Bauteiluntersuchungen erscheint die Verwendung von Polycarbonat-Folien zum Bau von Kunststoff-PWÜ besonders geeignet zu sein.

Abzuwarten bleibt die Entwicklung warmfester Kunststoff-Folien mit verbesserter Wärmeleitung durch metallische Füllstoffe.

15 Verwendete Formelzeichen

Lateinische Buchstaben

A	Fläche
C	Konstante
Fz	Formzahl
L	Länge
M	Drehmoment
N	Grenzlastspielzahl
$\dot{Q}$	Wärmestrom
T	absolute Temperatur
$\dot{V}$	Volumenstrom
a	Temperaturleitfähigkeit
c_p	spez. Wärmekapazität
d	Durchmesser
f	Frequenz
h	Hub
k	Wärmedurchgangskoeffizient
m	Exponent
n	Exponent
p	Druck
$\dot{q}$	Wärmestromdichte
s	mittlerer Plattenabstand
t	Temperatur
w	Geschwindigkeit
z	Plattenanzahl

Griechische Buchstaben

α	Wärmeübergangskoeffizient
δ	Plattendicke
φ	relative Luftfeuchtigkeit
λ_L	Wärmeleitfähigkeit
ζ	Widerstandsbeiwert

ρ	Dichte
ϑ	Temperatur
ν	kinematische Zähigkeit
η	dynamische Viskosität

Indizes

1	warm
2	kalt
F	flüssig
L	charakteristische Abmessung
Q	Querschnitt
W	Wand
gl	gleichwertig
h	hydraulisch
m	mittel
p	planparallel
proj.	projiziert
th	thermisch
tr	trocken

Kennzahlen

$\text{Nu} = \frac{\alpha \cdot l}{\lambda}$	Nusseltzahl
$\text{Nu}_m = \frac{\alpha \cdot \dot{m}}{\lambda \cdot \eta}$	modifizierte Nusseltzahl
$\text{Re} = \frac{w \cdot d}{\nu}$	Reynoldszahl
$\text{Pr} = \frac{\nu}{a}$	Prandtlzahl
$\text{Eu} = \frac{\Delta p}{\rho \cdot w^2}$	Eulerzahl
$\text{SK} = \frac{\Delta p \cdot \dot{m}^3}{L \cdot a \cdot \eta^4}$	Strömungskennzahl

16 Literaturverzeichnis

- [1] Hood, R.R.: Designing heat exchangers in Teflon.
 Chemical Engineering 74 (1967) S. 181-186
- [2] Sweens, P.A.: Wärmeaustauscher ohne Korrosionsgefahr.
 VDI-Nachrichten Nr. 15, 14. April (1978)
- [3] Githens, R.E.; Flexible-tube heat exchangers.
 Minor, W.R.; Chem. Engrg. Progr. 61 (1965) Nr. 7,
 Tomsic, V.J.: S. 55-62
- [4] Röber, H.; Konstruktion und Herstellung von Warm-
 Vohwinkel, H.: wasserheizkörpern aus Kunststoff.
 Maschinenmarkt 82 (1976) S. 1659-1662
- [5] Heizkörper aus Hostalen PP
 Prospekt der Fa. Hoechst AG, Frankfurt
- [6] Wärmerückgewinnung durch KT-Wärmetauscher,
 System Retherma.
 Prospekt der Fa. Kunststofftechnik KG,
 Troisdorf
- [7] Hapke, J.; Entwicklung von Wärmeaustauschern aus
 Datené, W.; Polyolefin-Kunststoffen.
 Teil 1: Wärme- und Werkstofftechnik sowie
 Anwendungsgebiete
 Teil 2: Konstruktion und Herstellung
 Teil 3: Strömungs- u.wärmetechnische
 Untersuchungen
 Heizung-Lüftung-Haustechn. 24 (1973)
 Nr. 7, S. 212-221, Nr. 8, S. 248-253,
 Nr. 9, S. 292-296

- [8] Wood, F.C.: An assesment of the possible use of non-metallic heat transfer surfaces in multi-stage flash distillation plant. Proceedings of the 3rd. International Symposium on Fresh Water from the Sea. Athen (1970), Vol. 1, S. 383-402
- [9] Beushausen, J.: Membran Wärmeaustauscher aus Kunststoff für Meerwasserentsalzung. Proceedings of the 3rd. International Symposium on Fresh Water from the Sea. Athen (1970) Vol. 1, S. 369-381
- [10] Beushausen, J.: Neuere Entwicklungen in der Konstruktion und Anwendung von Wärmeaustauschflächen aus Kunststoff. Haus der Technik - Vortragsveröffentlichung 271. S. 62-80
- [11] Shekhtman, A.A.; Untersuchungen an einem Folien-Wärmeaustauscher zum Kühlen von Schwefelsäure geshterenzon, A.L.: ringer Konzentration. khim. prom. (1975) Nr. 6, S. 460-461
- [12] Lambrecht, D.: Luftgekühlte Kondensatoren - eine Abschätzung der Möglichkeiten des Einsatzes von Kunststoffen. Nicht veröffentlichte Studie - Fa. Deutsche Babcock AG, Oberhausen
- [13] Yaroslavskii, N.E.; Investigating power plant heat exchangers with tube systems of polymeric materials. Berman, G.M.: Thermal engineering, London (1976) Nr. 10 S. 35-45

- [14] Henke, T.E.; Evaluation of selected plastics for projected
Hartt, W.H.: OTEC heat exchangers.
Materials Performance, Houston 18 (1979)
Nr. 5, S. 9-17
- [15] Dummet, G.A.: Platten-Wärmeaustauscher.
Dechema-Monographien (1956) Bd. 26, S.168-198
- [16] Prospekt der Fa. E. Ahlborn, GmbH, Hildesheim
- [17] Prospekt der Fa. Alfa-Laval; Industrietechnik
GmbH; Glinde b. Hamburg
- [18] Küster, W.: Die Wärmeleitfähigkeit thermoplastischer
Kunststoffe.
Wärme-u.Stoffübertragung 1 (1968) S. 121-128
- [19] Reichherzer, R.: Hochtemperaturbeständige Kunststoffe.
Kunststoffberater 21 (1976) Nr. 1 und 2,
S. 30-33
- [20] Oberbach, K.: Kunststoffkennwerte für Konstrukteure.
Carl Hanser Verlag, München 1975.
- [21] Taprogge, R.: Konstruieren mit Kunststoffen.
VDI-Taschenbücher T 21; VDI-Verlag GmbH,
Düsseldorf 1974
- [22] Hapke, J.: Theoretische Grundlagen für den Einsatz
von Wärmeaustauschern aus Polyolefin-
Kunststoffen.
CZ-Chemie-Technik, 3 (1974) Nr. 1, S- 15-19
- [23] Kantorowicz, S.B.: Die Festigkeit der Apparate und Maschinen
für die chemische Industrie.
VEB-Verlag, Technik, Berlin 1955

- [24] Schwaigerer, S.: Festigkeitsberechnung von Bauelementen des Dampfkessel-, Behälter- und Rohrleitungsbaues.
Springer-Verlag, Berlin 1970
- [25] Steinhilper, W.; Platten- und Spiralwärmeaustauscher.
Amend, P.; Einsatz, Aufbau und Dimensionierung.
Borrmann, K.: Chem.-Technik 4 (1975) Nr. 1, S. 11-17
- [26] Miner, M.A.: Cumulative damage in fatigue.
J. of Appl. Mech. (1945) S. 159-164
- [27] Menges, G.; Dimensionierung von schwingend mehrachsigt beanspruchten Kunststoffteilen.
Alf, E.: Materialprüfung 14 (1972) Nr. 6, S. 193-200
- [28] Oberbach, K.: Verhalten von Kunststoffen bei schwingender Beanspruchung.
Kunststoff 63 (1973) Nr. 1, S. 35-41
- [29] Schreyer, G.: Konstruieren mit Kunststoffen.
Carl Hanser Verlag, München 1972
- [30] Saechtling, H.: Kunststoff-Taschenbuch.
Carl Hanser Verlag, München 1974
- [31] Stelzer, F.: Wärmeübertragung und Strömung.
Verlag K. Thiemig KG, München 1971
- [32] Watson, E.L.; Plate heat exchangers.
McKillop, A.A.; I. Teil: Flow characteristics
Dunkley, W.L.: II. Teil: Heat transfer
Industrial and Engineering Chemistry, Vol.52
(Sept. 1960) Nr. 9, S. 733-740; 740-744

- [33] Mollenhauer, J.: Wärmeübergang und Druckverlust in Plattenwärmehaustauschern.
Dissertation, TU Berlin 1967
- [34] Hausen, H.: Wärmeübertragung im Gegenstrom, Gleichstrom und Kreuzstrom.
2. Auflage, Springer-Verlag, Berlin 1976
- [35] Sieder, E.N.; Tate, G.E.: Heat transfer and pressure drop of liquids in tubes.
Industrial Engineering Chemistry 28 (1936) Nr. 12, S. 1429-1435
- [36] Michejew, M.A.: Grundlagen der Wärmeübertragung.
VEB Verlag Technik, Berlin 1961
- [37] Hausen, H.; Düwel, L.: Zur Frage nach dem gleichwertigen Durchmesser bei der Wärmeübertragung in einseitig beheizten Spalten.
Kältetechnik 11 (1959) Nr. 8, S. 242-249
- [38] Kühne, H.: Die Grundlagen der Berechnung von Oberflächenwärmehaustauschern.
Dissertation TH München 1949
- [39] Grigull, U.; Mayinger, F.; Bach, J.: Viskosität, Wärmeleitfähigkeit und Prandtl-Zahl von Wasser und Wasserdampf.
Wärme und Stoffübertragung 1 (1968) S.15-34
- [40] Perry, R.H.; Chilton, C.H.: Chemical Engineers' Handbook.
McGraw-Hill, New York 1973
- [41] VDI-2040. Berechnungsgrundlagen für die Durchflußmessung mit Drosselgeräten.
VDE/VDI-Fachgruppe Meßtechnik, Ausgabe Febr. 1976

- [42] Autorenkollektiv: Berechnung thermodynamischer Stoffwerte
von Gasen und Flüssigkeiten.
VEB-Verlag für Grundstoffindustrie, Leipzig
- [43] Krischer, O.; Die wissenschaftlichen Grundlagen der
Kast, W.: Trocknungstechnik.
3. Auflage, Springer-Verlag, Berlin 1978
- [44] Smith, V.N.; Pressure drop studies in a plate heat
Troupe, R.A.: exchanger.
A.I.Ch.E. Journal Vol. 11 (May 1965) Nr. 3,
S. 487-491
- [45] Buonopane, R.A.; A study of the effects of internal rib
Troupe, R.A.: and channel geometry in rectangular
channels.
Part I : Pressure Drop
Part II: Heat Transfer
A.I.Ch.E. Journal Vol. 15 (July 1969) Nr. 4,
S. 585-596
- [46] Rybinová, H.: Contribution to the problem of heat transfer
and pressure drop in plate heat exchangers.
Verfahrenstechnik, 4 (1970) Nr. 9, S. 413-416
- [47] DIN 1952 Durchflußmessung mit genormten Düsen, Blenden
und Venturidüsen.
Deutscher Normenausschuß. Ausgabe August 1971
- [48] VDI-Wärmeatlas Berechnungsblätter für den Wärmeübergang.
VDI-Verlag GmbH, Düsseldorf 1974
- [49] Steimle, F.: Der allgemeine Zusammenhang zwischen Wärme-
übergang und Druckabfall turbulenter Strömun-
gen.
Abhandlungen des Deutschen Kältetechnischen
Vereins. Nr. 20, Verlag C.F. Müller, Karls-
ruhe 1970

- [50] Grassmann, P.: Über den Wirkungsgrad von Wärmeaustauschern.
Annalen der Physik V, 42 (1942) S. 203-210
- [51] Glaser, H.: Bewertung von Wärmeaustauschsystemen mit
Hilfe einer Leistungszahl.
Chem.-Ing.-Techn. 20 (1948) S. 129-133
- [52] Schmidt, Th.E.: Vergleichszahlen zur Bewertung von Wärme-
austauschern.
Kältetechnik 1 (1949) S. 81-86

Tabellarischer Lebenslauf

Geboren	21.06.1943 in Verden/Aller
Eltern	Heinrich Schwiering, Ingenieur Herta Schwiering, geb. Grasshoff
1948 - 1953	Volksschule in Verden
1953 - 1960	Mittelschule in Verden
1960 - 1963	Chemielaborantenlehre bei Fa. Riedel-de Häen AG in Seelze bei Hannover
1963 - 1964	Metallgewerbliches Praktikum bei Fa. BMA in Braunschweig
1964 - 1967	Studium der Fachrichtung Verfahrenstechnik an der Staatl. Ingenieurschule Mannheim
1967	Hochschulreifeprüfung beim Kultusministe- rium in Stuttgart
1967 - 1973	Maschinenbaustudium an der TU Braunschweig, Fachrichtung Wärme- und Verfahrenstechnik
1973 - 1974	Tätigkeit bei der Fa. Chemische Werke Hüls AG in Marl, im Anlagenbau
1974 - 1980	Wissenschaftl. Assistent am Lehrstuhl für Apparatetechnik und Anlagenbau der Univer- sität Erlangen-Nürnberg

Druck: D. Gräbner, 8602 Altendorf - Tel. 09545/8791